

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Návrh svislého parního generátoru pro jadernou elektrárnu

VVER 640

Proposal of The Vertical Steam Generator for Nuclear Power

Plant VVER 640

Student:

Bc. Jiří Beňo

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc

Ostrava 2009

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou (bakalářskou) práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové (bakalářské) práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové (bakalářské) práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové (bakalářské) práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

podpis studenta

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

BEŇO, J. Návrh svislého parního generátoru pro jadernou elektrárnu VVER 640. Ostrava: katedra energetiky, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009, 71 s. Diplomová práce, vedoucí prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem parního generátoru dané konstrukce. V první části byl proveden jeho tepelný výpočet. Následoval výpočet hydraulický a pevnostní. V poslední části byl popsán návrh separace páry. Součástí práce jsou dva výkresy – výkres parního generátoru a cyklónového separátoru.

ANNOTATION OF THE MASTER'S THESIS

BEŇO, J. Proposal of The Vertical Steam Generator for Nuclear Power Plant VVER 640. Ostrava: The Department of Power Engineering, Faculty of Mechanical Engineering VŠB - Technical University of Ostrava, 2009, 71 p. Work, head: prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.

This graduation theses deals with steam-generator project (of given structure). Firstly, thermal calculation was made, followed by hydraulic and solidity calculation. Finally, the project of steam separation was described. Two drawings are included in this work: Drawing of steam-generator and cyclone separator.

1. ÚVOD.....	1
1.1 OBECNĚ O JADERNÉ ENERGII	1
1.2 PROJEKT JADERNÉ ELEKTRÁRNY VVER 640.....	1
1.3 PAROGENERÁTOR.....	7
1.3.1 Horizontální parogenerátory.....	8
1.3.2 Vertikální parogenerátory	8
1.3.3 Parní generátor mého zadání.....	10
2. TEPELNÝ VÝPOČET PARNÍHO GENERÁTORU	11
2.1 ZADANÉ A URČENÉ PARAMETRY.....	11
2.2 STŘEDNÍ LOGARITMICKÝ TEPLTNÍ SPÁD	11
2.3 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA NA STRANĚ PRIMÁRNÍHO MÉDIA A PAROVODNÍ SMĚSI	12
2.3.1 Průtočná plocha	12
2.3.2 Průtočná plocha jedné trubky.....	14
2.3.3 Počet trubek.....	14
2.3.4 Součinitel přestupu tepla mezi primárním médiem a stěnou trubky.....	14
2.3.5 Součinitel přestupu tepla mezi stěnou trubky a parovodní směsí	16
2.3.6 Součinitel prostupu tepla	17
2.4 VELIKOST TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY.....	19
2.4.1 Teplosměnná plocha.....	19
2.4.2 Celková délka trubek	20
2.4.3 Délka jedné střední trubky.....	20
3. VÝPOČET TEPELNÉHO ZATÍŽENÍ PO DÉLCE TRUBKY	21
4. HYDRAULICKÝ VÝPOČET.....	33
4.1 HYDRAULICKÁ ZTRÁTA V KOLENĚ POTRUBÍ.....	34
4.2 HYDRAULICKÁ ZTRÁTA V POTRUBÍ PŘIVÁDĚJÍCÍM MÉDIUM DO TEPELNÉHO KOLEKTORU	35
4.3 HYDRAULICKÁ ZTRÁTA KUŽELOVÝM ROZŠÍŘENÍM KANÁLU	36
4.4 HYDRAULICKÁ ZTRÁTA V TEPLÉM KOLEKTORU	37
4.5 HYDRAULICKÁ ZTRÁTA NA VSTUPU DO STŘEDNÍ ŘADY TRUBEK	38
4.6 HYDRAULICKÁ ZTRÁTA PROUDĚNÍM MÉDIA V TRUBKÁCH	39
4.7 HYDRAULICKÁ ZTRÁTA ZMĚNOU SMĚRU PROUDU.....	40
4.8 HYDRAULICKÁ ZTRÁTA NA VÝSTUPU Z TRUBEK	40
4.9 HYDRAULICKÁ ZTRÁTA VE STUDENÉM KOLEKTORU	41
4.10 HYDRAULICKÁ ZTRÁTA V ODVÁDĚCÍM POTRUBÍ.....	42
4.11 CELKOVÁ HYDRAULICKÁ ZTRÁTA.....	44
5. PEVNOSTNÍ VÝPOČET PARNÍHO GENERÁTORU	45

5.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA TRUBKY	45
5.2 DNO NÁDOBY PARNÍHO GENERÁTORU	48
5.3 KONTROLA PEVNOSTI PLÁŠTĚ PARNÍHO GENERÁTORU	50
5.4 KONTROLA PEVNOSTI KOLEKTORU	53
5.5 KONTROLA VÁLCOVÉ ČÁSTI KOLEKTORU	56
5.6 KONTROLA DESKOVÉHO VÍKA KOLEKTORU	57
6. SEPARACE PÁRY PRO SVISLÝ PARNÍ GENERÁTOR	59
6.1 OBECNÉ INFORMACE O SEPARACI	59
6.2 VÝPOČET SEPARACE	61
6.2.1 Výpočtové parametry	61
6.2.2 Výpočet hrubého separátoru	62
6.2.3 Výpočet jemného separátoru	64
6.3 ZVOLENÁ SEPARACE	68
7. ZÁVĚR	69
8. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	70
9. PŘÍLOHY	71

Seznam použitého značení

A	$[1]$	Koeficient odporu
a	$[m]$	Podélná rozteč
b	$[m]$	Příčná rozteč
b_z	$[m]$	Rozvinutá šířka žaluzií
c	$[m]$	Přídavek na korozi
c_k	$[m]$	Zeslabení stěny z důvodu koroze
D_h	$[mm]$	Vnitřní průměr separátoru
D_k	$[m]$	Vnitřní průměr kolektoru
D_v	$[m]$	Průměr otvoru víka
d_1	$[m]$	Vnější průměr trubky
d_{tr}	$[m]$	Vnitřní průměr příváděcího potrubí
d_{kr}	$[m]$	Vnitřní průměr kolektoru
G	$[kg \cdot s^{-1}]$	Parní výkon
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Gravitační zrychlení
h	$[m]$	Délka vedlejší poloosy elipsy
h_z	$[m]$	Výška žaluzií
i_1	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie chladiva na vstupu do PG
i_2	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie chladiva na výstupu do PG
i_{NV}	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie napájecí vody
i_s'	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie syté kapaliny

i_s''	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie syté páry
K	$[1]$	Koeficient tvaru dna
K_z	$[1]$	Parametr char. max. zatížení
K_o	$[1]$	Koeficient tvaru dna
k	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Součinitel prostupu tepla
k_k	$[1]$	Bezpečnost na mezi kluzu
Ku	$[1]$	Kutateladzeho kritérium
L	$[m]$	Celková délka trubky
L_{str}	$[m]$	Délka jedné střední trubky
l_k	$[m]$	Délka kolektoru
l_{lv}	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Výparné teplo
M_{ps}	$[kg \cdot s^{-1}]$	Tok syté páry jedním separátorem
m	$[m]$	Poměr roztečí
m_v	$[kg \cdot s^{-1}]$	Hmotnostní tok chladiva parogenerátorem
N_h	$[m^3 \cdot m^{-2} \cdot h^{-1}]$	Parní zatížení hladiny
Nu	$[1]$	Nusseltovo kritérium
n	$[1]$	Počet trubek
n_s	$[1]$	Počet kusů separátorů
Pr	$[1]$	Prandtlovo kritérium

Pr_{st}	[1]	Prandtlovo kritérium pro teplotu stěny trubky
p	[MPa]	Výpočtový tlak
p_I	[MPa]	Tlak v primárním okruhu
p_{II}	[MPa]	Tlak v sekundárním okruhu
p_H	[MPa]	Výpočtový tlak pro hydraulickou zkoušku
Q	[MW]	Tepelný výkon PG spočtený
Q_i	[MW]	Tepelný výkon parogenerátoru
q	[W · m ⁻²]	Tepelný tok
Re	[1]	Reynoldsovo kritérium
Re_1	[MPa]	Dovolené napětí materiálu při vstupní teplotě primárního média
Re_{min}	[MPa]	Minimální mez kluzu
Re_{max}	[MPa]	Maximální mez kluzu při dané teplotě
Re_{zk}	[MPa]	Dovolené napětí v materiálu v době Provedení zkoušky
S	[m ²]	Teplosměnná plocha
S_{1Tr}	[kg · s ⁻¹]	Průtočná plocha jedné trubky
S_{pg}	[m ²]	Plocha hladiny v parním generátoru
S_m	[m ²]	Plocha mezikruží
S_{tr}	[m ²]	Průřez přívodního potrubí

S_v	$[m^2]$	Průtočná plocha
$S_{\dot{z}}$	$[m^2]$	Průtočná plocha žaluziového separátoru
S_{z1}	$[m^2]$	Průtočná plocha 1. stupně separátoru
S_{z2}	$[m^2]$	Průtočná plocha 2. stupně separátoru
s	$[m]$	Výpočtová tloušťka stěny
s_1	$[m]$	Tloušťka stěny válcové části
s'	$[m]$	Tloušťka víka
s'_h	$[m]$	Tloušťka stěny při hydraulické
s_H	$[m]$	Tloušťka stěny pro hydraulickou zkoušku
$s_{\min 1}$	$[m]$	Minimální tloušťka stěny
s_n	$[m]$	Zvolená tloušťka stěny kolektoru
s_o	$[m]$	Minimální tloušťka stěny
t	$[m]$	Rozteč žaluzií
t_1	$[^{\circ}C]$	Teplota primárního média na vstupu do PG
t_2	$[^{\circ}C]$	Teplota primárního média na výstupu z PG
t_{nv}	$[^{\circ}C]$	Teplota napájecí vody
t_{st}	$[^{\circ}C]$	Střední teplota stěny trubky
t_{str}	$[^{\circ}C]$	Střední teplota I. Média

u_n	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost na vnitřním průměru separátoru
V	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$	Měrný objem
v'	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$	Měrný objem syté páry
w	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost proudění primárního média
w_{kol}	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost proudění v kolektoru
w_{kr}	$[m \cdot s^{-1}]$	Kritická rychlost
w_{op}	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost v odvodním potrubí
w_p	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost páry na vstupu do separátoru
w_{sk}	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost proudění ve studeném kolektoru
w_v	$[m \cdot s^{-1}]$	Střední rychlost proudění na vstupu do kolena
w_{vT}	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost proudění primárního média na výstupu z trubek
w_T	$[m \cdot s^{-1}]$	Střední rychlost proudění v trubkách
w_{stt}	$[m \cdot s^{-1}]$	Střední rychlost na vstupu do střední řady trubek
α	$[^\circ]$	Úhel zakřivení
α_1	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Součinitel přestupu tepla mezi primárním médiem a stěnou trubky

α_2	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	Součinitel přestupu tepla mezi stěnou trubky a parovodní směsí
Δp	$[\text{Pa}]$	Tlaková ztráta separátoru
Δp_k	$[\text{Pa}]$	Ztráta v koleně potrubí
Δp_p	$[\text{Pa}]$	Ztráta v potrubí přivádějícím médiem do tepelného kolektoru
Δp_{kr}	$[\text{Pa}]$	Ztráta kuželovitým rozšířením kanálu
Δp_{tk}	$[\text{Pa}]$	Ztráta v tepelném kolektoru
Δp_{stt}	$[\text{Pa}]$	Ztráta na vstupu do střední řady trubek
Δp_T	$[\text{Pa}]$	Ztráta proudění v trubkách
Δp_{zp}	$[\text{Pa}]$	Ztráta změnou směru proudu
Δp_{vT}	$[\text{Pa}]$	Ztráta na výstupu z trubek
Δp_{sk}	$[\text{Pa}]$	Ztráta ve studeném kolektoru
Δp_{op}	$[\text{Pa}]$	Ztráta v odváděcím potrubí
Δp_{celk}	$[\text{Pa}]$	Celková hydraulická ztráta
Δp_z	$[\text{Pa}]$	Tlaková ztráta žaluziového separátoru
Δt_{\log}	$[\text{°C}]$	Střední logaritmický teplotní spád
λ	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	Součinitel tepelné vodivosti
λ_T	$[1]$	Součinitel tření
ν	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	Kinematická viskozita
ρ	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	Hustota

ρ'	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	Hustota syté kapaliny
ρ''	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	Hustota syté páry
$\sigma_{D\min}$	$[MPa]$	Minimální dovolené napětí materiálu
$\sigma_{D\max}$	$[MPa]$	Maximální dovolené napětí materiálu
$\sigma_{Dt,z}$	$[MPa]$	Dovolené napětí materiálu v tahu při teplotě zkoušky
$\sigma_{Dt,d}$	$[MPa]$	Dovolené napětí materiálu při dané teplotě
σ_p	$[MPa]$	Povrchové napětí
Φ	$[1]$	Rychlostní parametr
φ	$[1]$	Minimální hodnota součinitele pevnosti
φ_1	$[1]$	Minimální hodnota součinitele pevnosti nevyztuženého otvoru tlakové zkoušce
$\varphi_{D\min}$	$[1]$	Součinitel pevnosti
φ_{\min}	$[1]$	Nejmenší ze čtyř součinitelů pevnosti
ξ_k	$[1]$	Koeficient odporu
ξ_{kr}	$[1]$	Koeficient odporu
ξ_{stt}	$[1]$	Koeficient odporu
ξ_{ZP}	$[1]$	Ztrátový součinitel

ξ_{vT}	[1]	Koeficient tření
ξ_{op}	[1]	Koeficient odporu
ξ_z	[1]	Koeficient odporu žaluzie
(1-x)	[%]	Vstupní vlhkost

1 Úvod

1.1 *Obecně o jaderné energii*

Otto Hahn a Fritz Strassmann objevili v roce 1938 štěpení jader uranu po ozařování neutrony. O čtyři roky později provedl na chicagském stadionu první kontrolovanou štěpnou řetězovou reakci americký fyzik italského původu Enrico Fermi. Psal se rok 1942 a světem zmítala druhá světová válka. Mírové využití energie spoutané v nitru atomů muselo ustoupit vojensko-strategickým cílům. A tak v rámci obrovského projektu Manhattan, na kterém se podíleli největší fyzici té doby, spatřila světlo světa do té doby nejstrašnější zbraň – atomová bomba. Dvě japonská města, Hirošima a Nagasaki, zůstanou navždy připomínkou hrůz válek. Nicméně právě kvůli projektu Manhattan došlo k největším pokrokům ve výzkumu jaderného štěpení.

První využití jaderné energie k výrobě elektrické energie se experimentálně uskutečnilo 20. 12. 1951 v Národní reaktorové laboratoři ARCO v USA. První pokusná jaderná elektrárna byla spuštěna v Obninsku u Moskvy v tehdejší Sovětské svazu. Stalo se tak 27. 6. 1954. V Československu byla první jaderná elektrárna spuštěna 24. 10. 1972 v Jaslovských Bohunicích u Trnavy.

Na území České Republiky byl zahájen provoz první jaderné elektrárny Dukovany v srpnu 1985, nyní jsou v provozu čtyři bloky s tlakovodními reaktory typu VVER 440 – model V 213, každý o elektrickém výkonu 440 MW_e. V tomtéž roce byla zahájena výstavba jaderné elektrárny Temelín, která byla uvedena do provozu v letech 2002 až 2003 a která vyrábí elektřinu ve dvou výrobních blocích s tlakovodními reaktory VVER 1000 typu V 320 s celkovým instalovaným elektrickým výkonem 2000 MW_e. Jaderné elektrárny se v ČR podílejí na výrobě elektrické energie asi 35 procenty.

1.2 *Projekt jaderné elektrárny VVER 640*

V rámci státního programu „Ekologicky čistá energetika“ rozpracoval petrohradský Atomenergoprojekt ve spolupráci s Hidropressem a Kurčatovským institutem **Technický projekt jaderné elektrárny VVER 640 s reaktorem V-407**. Jde o projekt nové generace jaderných elektráren středního výkonu s elektrickým výkonem

640 MW. Technický projekt zahrnuje i Předběžnou bezpečnostní zprávu a Pravděpodobnostní analýzu bezpečnosti. Projekt odpovídá současným bezpečnostním požadavkům a v povolovacím řízení již bylo získáno stavební povolení v lokalitě Kolské jaderné elektrárny a ve městě Sosnovyj Bor. Projekt byl podroben detailní expertize v německé GRS (Gesellschaft für Reaktorsicherheit mbH) s kladným výsledkem. Projekt byl kladně oceněn i na konkursu na nejlepší návrh energetických bloků (Mezinárodní komisi, v níž pracovali specialisté Francie, Německa, Švédska, a Kanady) s hodnocením „doporučený – zdokonalený“. S firmou Siemens pokračuje spolupráce v otázkách spolehlivosti kontejnmentu a dodávky prostředků kontroly a řízení.

Soudobá normativně-technická dokumentace rozpracovaná ruským Státním dozorem nad jadernou bezpečností a doporučení MAAE předepisují přísné požadavky k zajištění bezpečnosti jaderných elektráren. Cílem projektu nové generace JE s VVER 640 je unifikovaný projekt JE, který těmto požadavkům odpovídá.

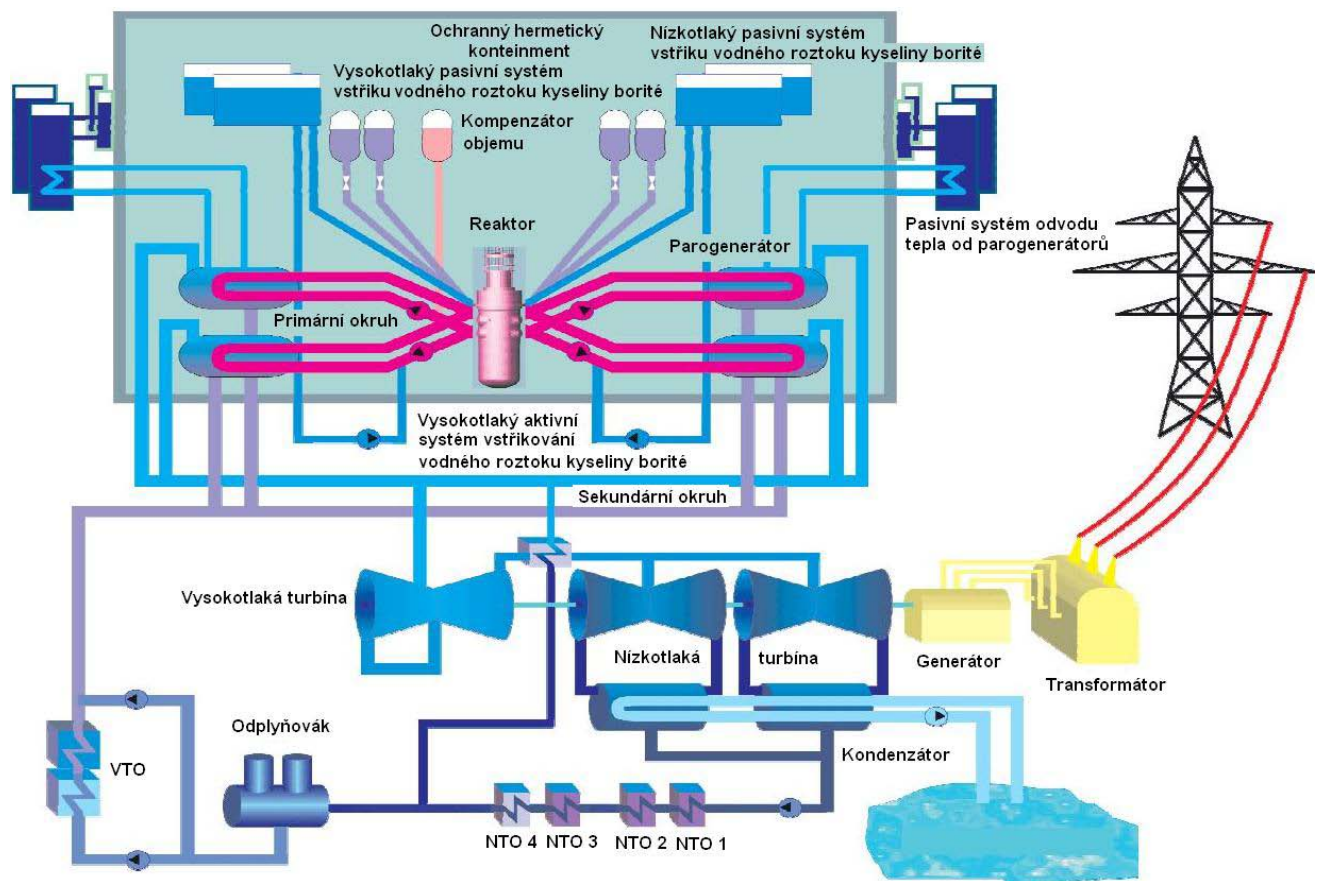
Celkové technické cíle, které byly postaveny před zpracovatele projektu odpovídají následujícím zásadám:

- zvýšení úrovně bezpečnosti musí být uskutečněno při maximálním využití zkušeností z projektů bloků s reaktory VVER 440 a VVER 1000,
- snížení citlivosti JE k chybám personálu a extrémním vnějším událostem,
- zvýšení bezpečnosti JE je nutné zajistit v nejrůznějších havarijních situacích pasivními systémy, včetně selhání dieselgenerátorů, bez časového omezení, i při výměně paliva a údržbě,
- zlepšení měrných technickoekonomických ukazatelů u paliva, spotřeby železa, železobetonu atd., optimalizací systémů, zařízení a zdokonalením aktivní zóny.
- Střední výkon JE je vhodný zejména pro země s relativně nevelkými energetickými systémy.
- **Plánovaná životnost 60 let**

Důležitá je tedy zvýšená pasivní a inherentní bezpečnost jaderné elektrárny.

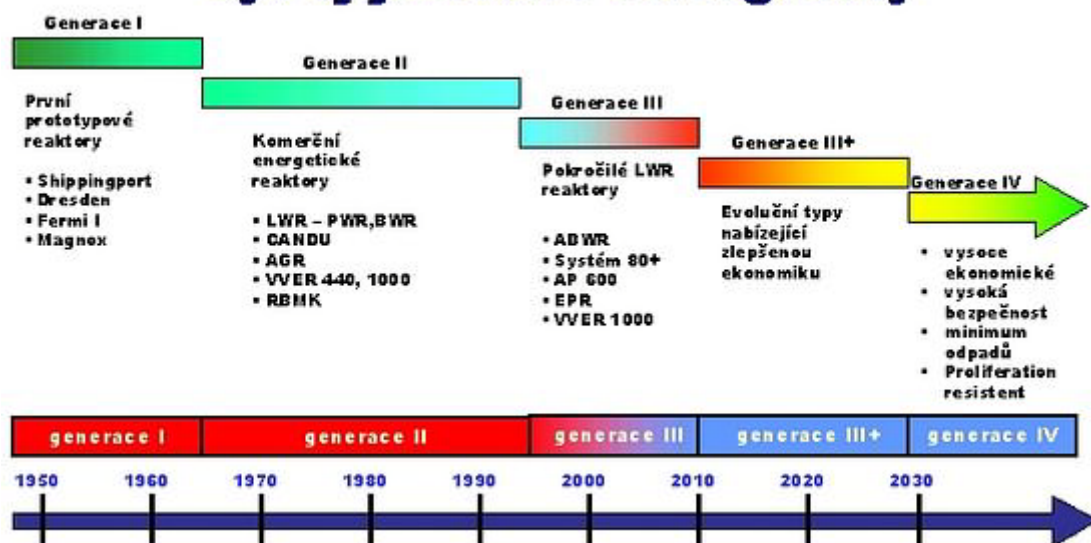
Pasivní bezpečností se rozumí použití takových systémů regulace výkonu, chlazení aktivní zóny a jejího havarijního dochlazování, které budou fungovat i v případě výpadku dodávky proudu pro čerpadla, regulační ventily a jiné komponenty, což by mohlo nastat jen při současném selhání několika zdrojů energie, které mají dnešní jaderné elektrárny v záloze. Příkladem jsou tyče havarijní ochrany, které v případě selhání elektrického systému uvolnění a pohonu spadnou do aktivní zóny působením zemské tíže.

Inherentní bezpečnost se opírá o takové uspořádání aktivní zóny, které za všech okolností po fyzikální stránce vykazuje **záporný koeficient reaktivity**. Dojde-li ke zvýšení teploty reaktoru nebo jen článku v některém z palivových kanálů, zhorší se přirozenou cestou zpomalování neutronů udržujících reakci v chodu, tím začne klesat počet štěpících se jader, což se projeví poklesem množství uvolňované energie. **Inherentně bezpečným** se dnes označuje takový systém, který je netečný vůči lidským chybám nebo úmyslným zásahům i proti vnějším vlivům.



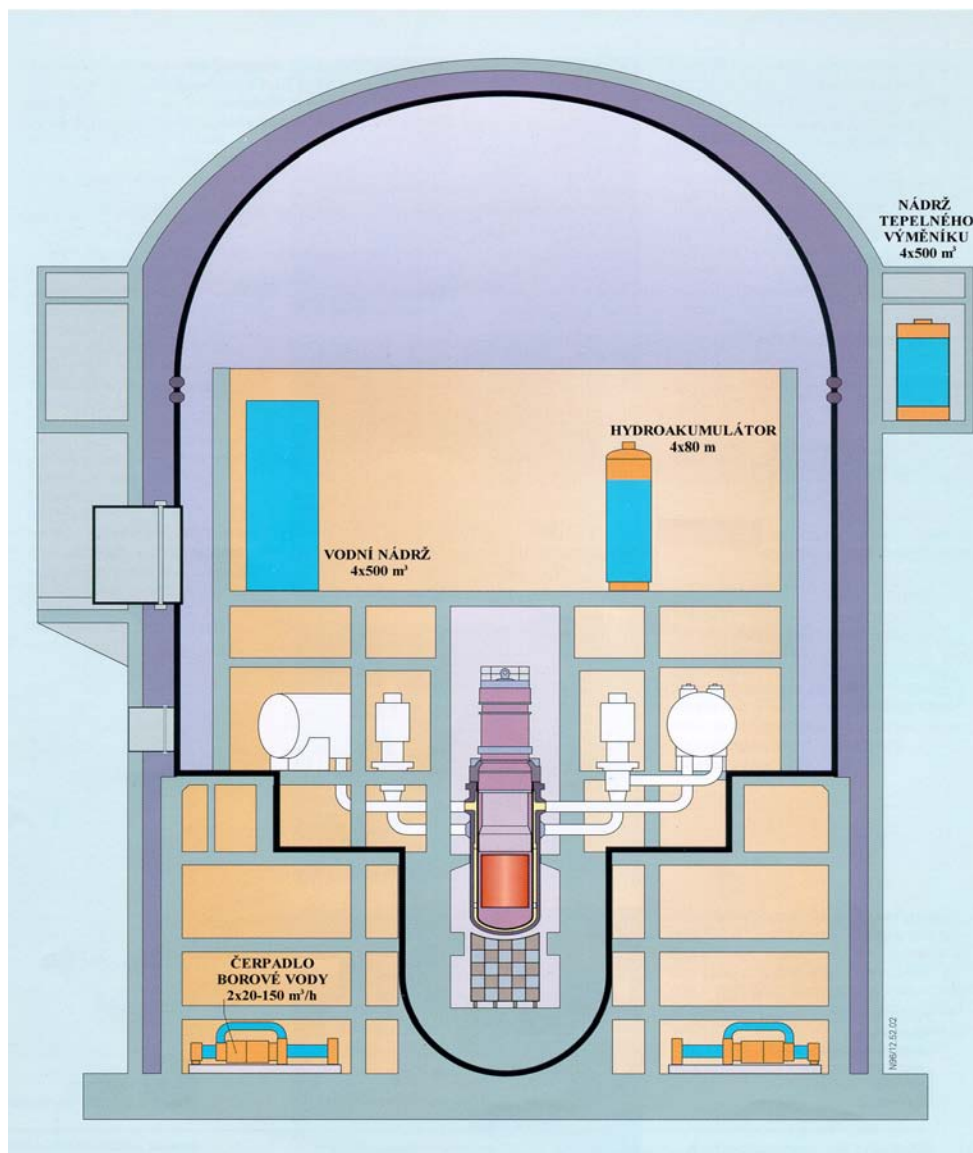
Jaderná elektrárna VVER 640 patří do třetí generace. Tato se vyznačuje vysokou mírou bezpečnosti a projektovanou životností 60 let.

Vývoj jaderné energetiky



Obr. 1.2 Vývoj jaderné energetiky

Jak již bylo uvedeno výše, u jaderné elektrárny VVER 640 je použit dvojitý kontejnment. Vnitřní obálka je ocelová s odvodem tepla z jejího povrchu a s kontrolou těsnosti za provozu. Vnější obálka je zhotovena ze železobetonu. Tato je vypočítána na širokou škálu havarijních událostí.



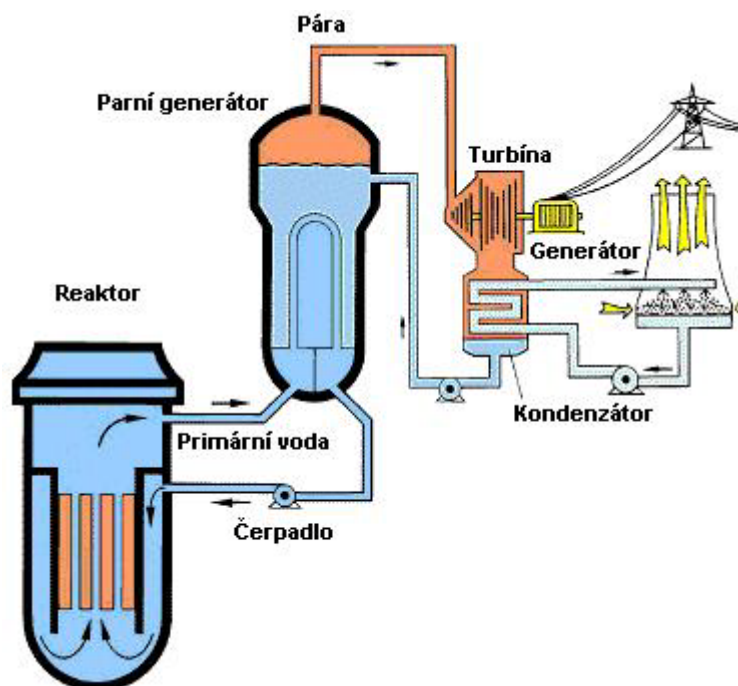
Obr. 1.3 Řez reaktorovou budovou VVER 640

Specifikace JE VVER 640 s reaktorem V 407

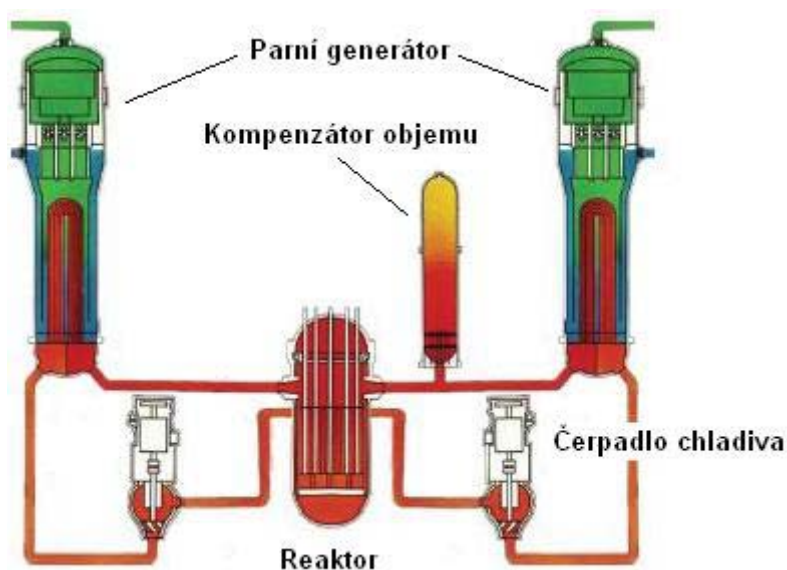
Elektrický výkon	645	[MW]
Účinnost	33,4	[%]
Tlak v kondensátoru	5,1	[kPa]
Plánovaná životnost	60	[roků]
Typ reaktoru	V - 407	-
Plánované roční využití	8100	[hod / rok]
Počet smyček	4	-
Teplota na vstupu do reaktoru	569,5	[K]
Teplota na výstupu z reaktoru	600	[K]
Obohacení paliva	3,6	[%]
Tepelný výkon reaktoru	1800	[MW]
Střední vyhoření	40,4	[MWdní / kg(U)]
Tlak v primárním okruhu	15,7	[MPa]
Tlak v sekundárním okruhu	7,05	[MPa]
Tlak páry na vstupu do turbíny	6,9	[MPa]
Doba výstavby	4,5	[roků]

1.3 Parogenerátor

Parogenerátor je tepelný výměník zapojený v tepelném okruhu jaderné elektrárny. Tento uskutečňuje převod tepelné energie z radioaktivního primárního okruhu do okruhu sekundárního, který radioaktivní není. Na výstupu z parogenerátoru je pára. Typy parogenerátorů se liší dle konstrukce. A to na horizontální a vertikální.



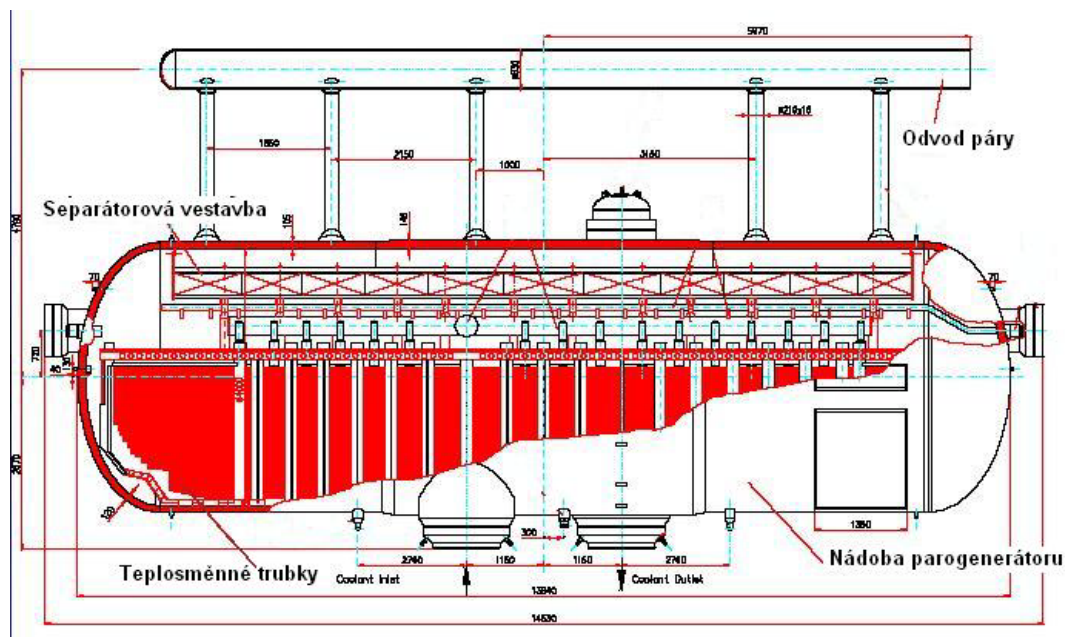
Obr. 1.4 Parogenerátor v systému JE



Obr. 1.5 Dvousmyčkové uspořádání primárního okruhu

1.3.1 Horizontální parogenerátory

Horizontální (vodorovné) parogenerátory jsou užívány v bývalém východním bloku. Jejich hlavní nevýhodou je velikost zastavěné půdorysné plochy v porovnání s vertikálními parogenerátory. Z toho důvodu je velikost ochranného kontejmentu větší a ekonomická náročnost vyšší.

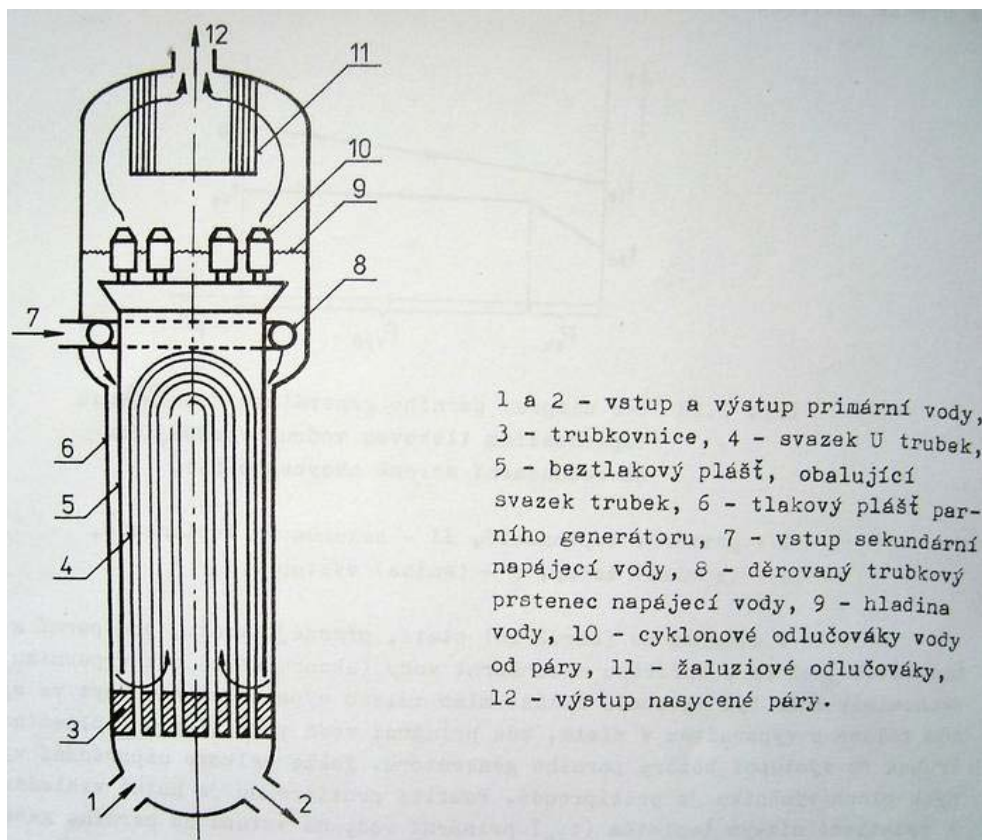


Obr.1.6 Horizontální parogenerátor

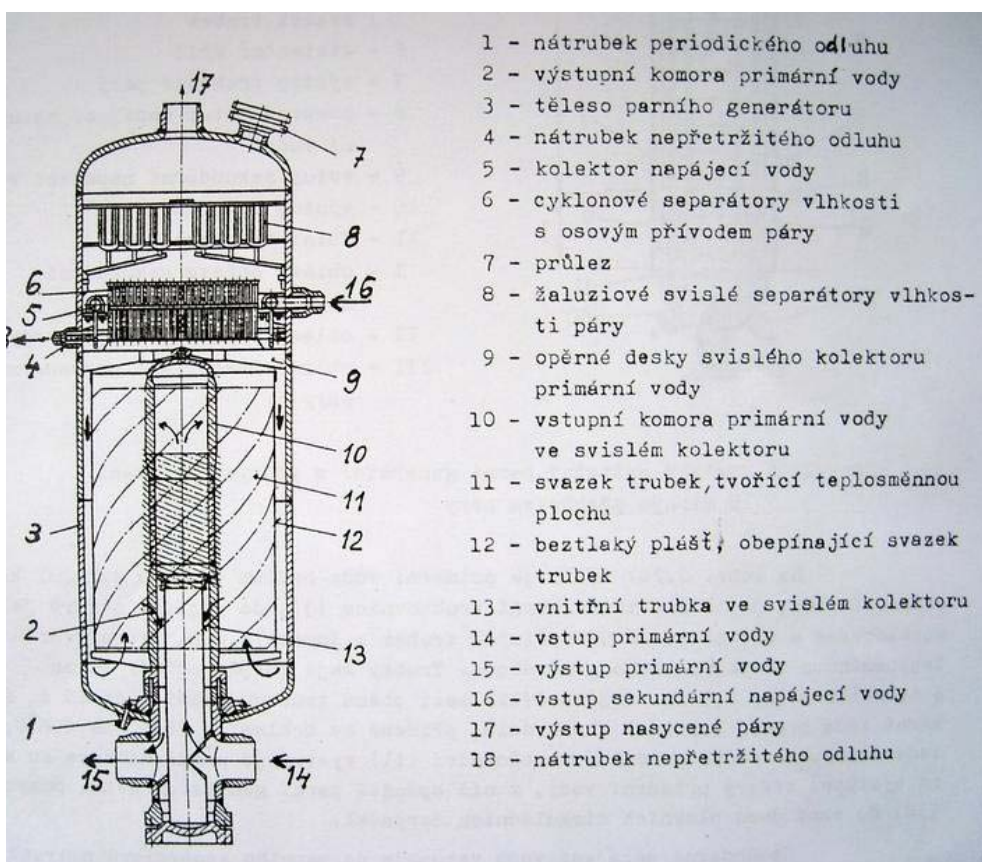
1.3.2 Vertikální parogenerátory

Vertikální parogenerátory jsou typické pro USA, západní Evropu, Jižní Koreu atd. Hlavní výhodou je menší zastavěná půdorysná plocha a proto menší těleso kontejnmentu. Hlavními výrobci vertikálních parogenerátorů je americká firma Westinghouse a Korejská firma Doosan Heavy Industries & Construction co, ltd. Konstrukčně se provádějí buďto svazkem U trubek vycházejících ze spodní části parogenerátoru – trubkovnice anebo se svislým kolektorem primární vody, kterým se zabývá tato diplomová práce. Porovnání těchto dvou koncepcí viz. obrázek níže uvedený.

Konečně je třeba říci, že samotný parogenerátor je technický složitým a značně namáhaným systémem. Jeho vývoj je velmi složitou záležitostí.



Obr. 1.7 Svislý PG se svazkem trubek



Obr. 1.8 Svislý PG se svislým kolektorem

1.3.3 Parní generátor mého zadání

Parní generátor mého zadání navazuje na práci inženýrů ze sedmdesátých a osmdesátých let minulého století, kteří usilovali o vývoj vlastního typu svislého parního generátoru pro osvědčené tlakovodní reaktory VVER. Tento vývoj byl reakcí na směr, kterým se jaderná energetika vydala v západním světě, kde již byly preferovány vertikální parní generátory.

V době vzrůstu národních jaderných programů v sedmdesátých letech minulého století se u nás plánovaly výstavby jaderných elektráren v Temelíně v jižních Čechách, v Blahutovicích na severní Moravě, u Chlumce nad Cidlinou ve východních Čechách a v Kecerovicích na Východním Slovensku. Od plánované výstavby se však v 80. letech ustoupilo v důsledku výrazného zvýšení investičních nákladů, zpomalení růstu spotřeby elektřiny i z důvodu řízení elektrizační soustavy. Proto byl také úkol vyvinout svislý parogenerátor přerušen. A právě na tento návrh parního generátoru tato práce navazuje.

2 Tepelný výpočet parního generátoru

2.1 Zadané a určené parametry

Teplota na vstupu do parogenerátoru primárního okruhu:	$t_1 = 327$	$[^{\circ}C]$
Teplota na výstupu z parogenerátoru primárního okruhu:	$t_2 = 296$	$[^{\circ}C]$
Tepelný výkon parogenerátoru:	$Q_t = 1000$	$[MW]$
Tlak v sekundárním okruhu:	$p_{II} = 7,06$	$[MPa]$
Tlak v primárním okruhu:	$p_I = 15,7$	$[MPa]$

Střední teplota I. média

- tato je nutná k určení charakteristik potřebných k výpočtu

$$t_{\text{str}} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{327 + 296}{2} = 311,5 \quad [^{\circ}C] \quad (2.1)$$

Termodynamické charakteristiky pro tuto teplotu:

Hustota	ρ	702,1	kg.m^{-3}
Měrný objem	v	0,00145	$\text{m}^3.\text{kg}^{-1}$
Kinematická viskozita	ν	$0,128 \cdot 10^{-6}$	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,5203	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

2.2 Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{\text{log}} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad [^{\circ}C] \quad (2.2)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_s$$

$$\Delta t_1 = 327 - 286$$

$$\Delta t_1 = 41 \quad [^{\circ}C]$$

kde t_s je teplota syté páry při tlaku $p = 7,06 \text{ [MPa]}$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_s$$

$$\Delta t_2 = 296 - 286$$

$$\Delta t_2 = 10 \quad [^{\circ}C]$$

$$\Delta t_{\log} = \frac{41 - 10}{\ln \frac{41}{10}}$$

$$\Delta t_{\log} = 21,97 \quad [^{\circ}C]$$

2.3 Součinitel přestupu tepla na straně primárního média a parovodní směsi

Volba materiálu a rozměru trubek

Volím trubky o rozměrech $\varnothing 16 \times 1,5$ a materiálu 08Ch18N10T. Pro tyto účely v praxi běžně užívány.

Volba rychlosti proudění primárního média

Volím rychlost $7 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$

2.3.1 Průtočná plocha

$$S_v = \frac{m_v}{w \cdot \rho} \quad [m^2] \quad (2.3)$$

kde m_v hmotnostní tok chladiva parogenerátorem $[kg \cdot s^{-1}]$

Výpočet hmotnostního toku chladiva parogenerátorem m_v

$$Q_t = m_v \cdot (i_1 - i_2) \quad [MW] \quad (2.4)$$

kde Q_t tepelný výkon parogenerátoru $[MW]$

i_1 entalpie chladiva na vstupu do parogenerátoru $[kJ \cdot kg^{-1}]$

i_2 entalpie chladiva na výstupu do parogenerátoru $[kJ \cdot kg^{-1}]$

i_1 ... zjištěno pomocí programu EES pro parametry $p = 15,7 [MPa]$ a

$$t = 327 \quad [^{\circ}C]$$

$$i_1 = 1497 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

i_2 ... zjištěno pomocí programu EES pro parametry $p = 15,7 [MPa]$ a

$$t = 296 \quad [^{\circ}C]$$

$$i_2 = 1316 \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$m_v = \frac{Q_t}{(i_1 - i_2)} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (2.5)$$

$$m_v = \frac{1000000}{(1497 - 1316)}$$

$$m_v = 5524,86 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

Průtočná plocha celková je tedy:

$$S_v = \frac{m_v}{w \cdot \rho}$$

$$S_v = \frac{5524,86}{7 \cdot 702,1}$$

$$S_v = 1,124 \quad [m^2]$$

2.3.2 Průtočná plocha jedné trubky

$$S_{Tr} = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \quad [m^2] \quad (2.6)$$

$$S_{Tr} = \frac{\pi \cdot 0,013^2}{4} = 1,33 \cdot 10^{-4} \quad [m^2]$$

2.3.3 Počet trubek

$$n = \frac{S_v}{S_{Tr}} \quad [1] \quad (2.7)$$

$$n = \frac{1,124}{0,000133} = 8452$$

$$n = 8452 \quad [1]$$

S ohledem na zanášení a následné zaslepování trubek, zvyšují počet trubek o 25 % na $n = 10\,560$ trubek.

Tyto jsou rozděleny do 30ti sekcí po 352 trubkách.

Celková průtočná plocha přepočtena na zvolený počet trubek

$$S_v = S_{Tr} \cdot n \quad [m^2] \quad (2.8)$$

$$S_v = 1,33 \cdot 10^{-4} \cdot 10560 = 1,404 \quad [m^2]$$

Rychlost proudění primárního média pro zvolený počet trubek

$$w = \frac{m_v}{S_v \cdot \rho} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (2.9)$$

$$w = \frac{5524,86}{1,404 \cdot 702,1} = 5,605 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

2.3.4 Součinitel přestupu tepla mezi primárním médiem a stěnou trubky

$$\alpha_1 = Nu \cdot \frac{\lambda}{d_2} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (2.10)$$

Kde Nu je Nusseltovo kritérium

λ je součinitel tepelné vodivosti

pro $t = 311,5$ [°C] a $p = 15,7$ [Mpa]

$$\lambda = 0,5242 \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$$

Nusseltovo kritérium

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{st}} \right)^{0,25} \quad [1] \quad (2.11)$$

kde Pr je Prandtlovo kritérium pro střední teplotu primárního média

Pr_{st} je Prandtlovo kritérium pro střední teplotu stěny trubky

Prandtlovo kritérium

Pr ... pro teplotu 311,5 [°C] ... = 0,9275

Pr_{st} ... pro teplotu t_{st} [°C] ... = 0,9075

kde t_{st} je střední teplota stěny trubky

$$\dots \text{ pro první iterační krok } t_{st} = \frac{311,5 + 286,25}{2} = 299 \quad [^{\circ}C]$$

$$\dots \text{ pro poslední iterační krok } t_{st} = 307,4711 \quad [^{\circ}C]$$

Reynoldsovo kritérium

$$Re = \frac{w \cdot d_2}{\nu} \quad [1] \quad (2.12)$$

$$Re = \frac{5,605 \cdot 0,013}{0,128 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 569257,8 \quad [1]$$

Nusseltovo kritérium je pak

$$Nu = 0,023 \cdot 569257^{0,8} \cdot 0,9275^{0,43} \cdot \left(\frac{0,9275}{0,9075} \right)^{0,25} \quad [1] \quad (2.13)$$

$$Nu = 900,0919 \quad [1]$$

Součinitel přestupu tepla mezi primárním médiem a stěnou trubky je pak

$$\alpha_1 = 900,0919 \cdot \frac{0,5242}{0,013} = 36294,47 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

2.3.5 Součinitel přestupu tepla mezi stěnou trubky a parovodní směsí

Pro bublinkový var, který předpokládám dle zkušeností kolegů, kteří problém řešili v minulosti, využiji dva výpočtové vztahy ze dvou níže uvedených zdrojů. Z takto vypočtených hodnot součinitele přestupu tepla provedu aritmetický průměr.

1. Výpočet součinitele přestupu tepla

$$\alpha_{2_1} = 3,5 \cdot q^{0,7} \cdot p^{0,15} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (2.14)$$

$$\text{kde } q \quad \text{tepelný tok} \quad [W \cdot m^{-2}]$$

$$p \quad \text{tlak v parogenerátoru} \quad [bar]$$

$$\alpha_{2_1} = 3,5 \cdot 146222,2^{0,7} \cdot 70,6^{0,15}$$

$$\alpha_{2_1} = 27346,27 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

2. Výpočet součinitele přestupu tepla

$$\alpha_{2_2} = 0,123 \cdot q^{0,72} \cdot p^{0,27} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (2.15)$$

$$\text{kde } q \quad \text{tepelný tok} \quad [W \cdot m^{-2}]$$

$$p \quad \text{tlak v parogenerátoru} \quad [Pa]$$

$$\alpha_{2_2} = 0,123 \cdot 146222,2^{0,72} \cdot 7060000^{0,27}$$

$$\alpha_{2_2} = 45487,49 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Aritmetický průměr dvou hodnot součinitelů přestupu tepla

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_{2-1} + \alpha_{2-2}}{2} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (2.16)$$

$$\alpha_2 = \frac{27346,27 + 45487,49}{2}$$

$$\alpha_2 = 36416,88 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

2.3.6 Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d_1}{d_2} + \frac{d_1}{2 \cdot \lambda_{st}} \cdot \ln \cdot \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (2.17)$$

kde λ_{st} je součinitel tepelné vodivosti materiálu trubky

$$\lambda_{st} = 18,69 \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{36294,47} \cdot \frac{0,016}{0,013} + \frac{0,016}{2 \cdot 18,69} \cdot \ln \cdot \frac{0,016}{0,013} + \frac{1}{36416,88}}$$

$$k = 6655,678 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Vysvětlení iteračních výpočtů

V této a předcházející části výpočtu došlo k iteračnímu postupu. K výpočtu součinitele přestupu tepla na straně sekundárního média, bylo potřeba odhadnout hodnotu tepelného toku. Následně byl spočten součinitel prostupu tepla, ze kterého se znovu vypočetla hodnota tepelného toku, dle vztahu $q = k \cdot \Delta t_{\log}$. Takto vypočtena hodnota tepelného toku, byla dosazena zpět do algoritmu výpočtu, až došlo k ustálení. Výpočet proběhl pomocí programu EXCEL, který byl k tomuto s výhodou využit.

Takto dosažena zvolená hodnota tepelného toku je 146 222,2 $[W \cdot m^{-2}]$ a vypočtena na konci iteračního kroku je 146 225,3 $[W \cdot m^{-2}]$. Odchylka činí $|0,0021|$ [%]. Součinitel prostupu tepla $k = 6655,678$ $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$.

Při výpočtu byla rovněž odhadnuta střední teplota stěny trubky. Prostým aritmetickým průměrem střední teploty primárního média a teploty syté páry.

$$t_{st} = \frac{311,5 + 286,25}{2} = 299 \text{ } [^{\circ}\text{C}]$$

Dle této hodnoty byla zvolena Prandtlova čísla, dle kterých byl vypočten součinitel přestupu tepla na straně primárního média, který byl nutný k výpočtu součinitele prostupu tepla. Proto i zde bylo třeba zpětně ověřit teplotu stěny.

Toho se dokázalo za použití vzorce na výpočet teploty stěny při prostupu tepla. Z důvodu malé tloušťky stěny bylo možno použít vztah pro prostup tepla rovinnou stěnou.

Teplota stěny na straně primárního média

$$t_{st} = t_1 - q \cdot \frac{1}{\alpha_1} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2.18)$$

$$t_{st} = 311,5 - 146225,3 \cdot \frac{1}{36294,47}$$

$$t_{st} = 307,4711 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

V prvním iteračním kroku byla tedy 299 $[^{\circ}\text{C}]$. Proto se pro nově získanou teplotu stěny zjistí Prandtlovo kritérium. Z něj se vypočte nová hodnota Nusseltova kritéria a součinitel přestupu tepla na straně primárního média. Proto se změní i součinitel prostupu tepla a následně i tepelný tok, který iteruje v dílčím iteračním algoritmu, který je samostatně popsán výše.

Ve výpočtu výše jsou již uvedeny hodnoty po ustálení všech iteračních výpočtů. Vlastní iterační výpočet opět proběhl v tabulkovém editoru EXCEL.

Parní výkon

$$G = \frac{Q}{l_{lv} + 1,01 \cdot (i_s' - i_{NV})} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2.19)$$

$$G = \frac{1000 \cdot 10^3}{1505,13 + 1,01 \cdot (1269 - 944,9)}$$

$$G = 545,7 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

kde i_{lv} je výparné teplo při daném tlaku

$$i_{lv} = 1505,13 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

i_s' je entalpie syté kapaliny při $t_s = 286,25$ $[^{\circ}\text{C}]$

$$i_s' = 1269 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

i_{NV} je entalpie napájecí vody při $p = 7,06$ [MPa] a $t = 220$ $[^{\circ}\text{C}]$

$$i_{NV} = 944,9 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Tepelný výkon

$$Q = G \cdot (i_s'' - i_{NV}) \quad [\text{MW}] \quad (2.20)$$

$$Q = 545,7 \cdot (2771 - 944,9)$$

$$Q = 996523,3 \quad [\text{MW}]$$

kde i_s'' je entalpie syté páry při $t_s = 286,25$ $[^{\circ}\text{C}]$

$$i_s'' = 2771 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Odchylka mezi zadaným tepelným výkonem a tepelným výkonem spočteným, je pak 0,348 [%], což vyhovuje.

2.4 Velikost teplosměnné plochy

2.4.1 Teplosměnná plocha

$$S = \frac{Q}{q_{vyp}} \quad [\text{m}^2] \quad (2.21)$$

$$S = \frac{996523,3}{146,2253}$$

$$S = 6814,99 \quad [\text{m}^2]$$

2.4.2 Celková délka trubek

$$L = \frac{S}{\pi \cdot d_1} \quad [m] \quad (2.22)$$

$$L = \frac{6814,99}{\pi \cdot 0,016}$$

$$L = 135579,83 \quad [m]$$

2.4.3 Délka jedné střední trubky

$$L_{str} = \frac{L}{n} \quad [m] \quad (2.23)$$

$$L_{str} = \frac{135579,83}{10560}$$

$$L_{str} = 12,84 \quad [m]$$

3 Výpočet tepelného zatížení teplosměnné plochy po délce trubky

Tento výpočet z důvodu sledování průběhu tepelného zatížení po délce teplosměnné trubky. A rovněž z důvodu předpokládané vyšší přesnosti oproti výpočtu provedeného výše.

Vlastní algoritmus výpočtu je shodný s výpočtem výše uvedeným.

Teplotní spád primárního okruhu je rozdělen na osm stejných částí. Tento teplotní rozdíl je roven $3,875\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Výpočet proběhl za dvou zjednodušujících předpokladů a sice:

- a) průtočné množství primárního média je ve všech úsecích parogenerátoru stejné
- b) teplota napájecí vody je ve všech úsecích konstantní

Vlastní výpočet proběhl v tabulkovém editoru EXCEL, který byl opět s výhodou použit. Výpočet obsahuje dva iterační výpočty – jednak iteraci hustoty tepelného toku při výpočtu součinitele přestupu tepla na straně parovodní směsi a jednak iteraci teploty stěny a tedy zpřesnění hodnot Prandtlova kritéria a tak i hodnoty součinitele přestupu tepla na straně primárního média. Z tohoto důvodu proběhlo množství iteračních kroků v příslušném výpočtovém souboru programu EXCEL.

Z důvodu velkého množství iteračních kroků, nemůže být každý jeden iterační krok součástí této práce. Zvláště pak ne iterace tepelného toku. Teplota stěny trubky iterovala ve všech úsecích již na konci druhého iteračního výpočtu. Jak tato iterace probíhala je

obsazeno v níže uvedených tabulkách. Vlastní schéma iteračních postupů je obsáhle popsáno v kapitole výše.

Výsledky jsou tedy – jak již bylo dříve naznačeno – obsaženy v následujících tabulkách. První strana vždy vysvětluje, o kterou veličinu se jedná, jaká je její značka, jaký je výpočtový vztah případně zdroj a jaká je jednotka. V následujících tabulkách jsou po úsecích sepsány výsledné hodnoty.

název	označení	vztah, odkaz	rozměr
teplota I.média na vstupu do úseku	t_1	tepelný výpočet	$^{\circ}\text{C}$
teplota I.média na výstupu z úseku	t_2	tepelný výpočet	$^{\circ}\text{C}$
teplotní rozdíl	Δt	$t_1 - t_2$	$^{\circ}\text{C}$
průtok I.média parogenerátorem	m_v	tepelný výpočet	kg.s^{-1}
střední teplota I.média v úseku	t_{str}	$\frac{t_1 - t_2}{2}$	$^{\circ}\text{C}$
entalpie I.média na vstupu do úseku	i_1	EES	kJ.kg^{-1}
entalpie I.média na výstupu z úseku	i_2	EES	kJ.kg^{-1}
tepelný výkon úseku	Q	$m_v \cdot (i_1 - i_2)$	MW
teplota napájecí vody	t_{NV}	zadáno	$^{\circ}\text{C}$
entalpie napájecí vody $p = 7,06 \text{ MPa}$	i_{NV}	EES	kJ.kg^{-1}
teplota syté páry $p = 7,06 \text{ MPa}$	t_s	EES	$^{\circ}\text{C}$
latentní teplo $p = 7,06 \text{ MPa}$	l_{lv}	EES	kJ.kg^{-1}
vnější průměr trubky	d_1	tepelný výpočet	m
vnitřní průměr trubky	d_2	tepelný výpočet	m

	Úsek 1		Úsek 2		Úsek 3		Úsek 4	
Iterační krok	Krok 1	Krok 2	Krok 1	Krok 2	Krok 1	Krok 2	Krok 1	Krok2
teplota I.média na vstupu do úseku	327	327	323,125	323,125	319,25	319,25	315,375	315,375
teplota I.média na výstupu z úseku	323,125	323,125	319,25	319,25	315,375	315,375	311,5	311,5
teplotní rozdíl	3,875	3,875	3,875	3,875	3,875	3,875	3,875	3,875
průtok I.média parogenerátorem	5524,86	5524,86	5524,86	5524,86	5524,86	5524,86	5524,86	5524,86
střední teplota I.média v úseku	325,0625	325,0625	321,1875	321,1875	317,3125	317,3125	313,4375	313,4375
entalpie I.média na vstupu do úseku	1496	1496	1471	1471	1447	1447	1424	1424
entalpie I.média na výstupu z úseku	1471	1471	1447	1447	1424	1424	1401	1401
tepelný výkon úseku	138,122	138,122	132,6	132,6	127,07	127,07	127,072	127,072
teplota napájecí vody	220	220	220	220	220	220	220	220
entalpie napájecí vody p = 7,06 MPa	944,9	944,9	944,9	944,9	944,9	944,9	944,9	944,9
teplota syté kapaliny p = 7,06 MPa	286	286	286	286	286	286	286	286
latentní teplo p = 7,06 MPa	1505,13	1505,13	1505,13	1505,13	1505,13	1505,13	1505,13	1505,13
vnější průměr trubky	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
vnitřní průměr trubky	0,013	0,013	0,013	0,013	0,013	0,013	0,013	0,013

	Úsek 5		Úsek 6		Úsek 7		Úsek 8	
Iterační krok	Krok 1	Krok 2	Krok 1	Krok 2	Krok 1	Krok 2	Krok 1	Krok2
teplota I.média na vstupu do úseku	311,5	311,5	307,625	307,625	303,75	303,75	299,875	299,875
teplota I.média na výstupu z úseku	307,625	307,625	303,75	303,75	299,875	299,875	296	296
teplotní rozdíl	3,875	3,875	3,875	3,875	3,875	3,875	3,875	3,875
průtok I.média parogenerátorem	5524,86	5524,86	5524,86	5524,86	5524,86	5524,86	5524,86	5524,86
střední teplota I.média v úseku	309,5625	309,5625	305,6875	305,6875	301,8125	301,8125	297,938	297,938
entalpie I.média na vstupu do úseku	1401	1401	1379	1379	1357	1357	1336	1336
entalpie I.média na výstupu z úseku	1379	1379	1357	1357	1336	1336	1315	1315
tepelný výkon úseku	121,55	121,55	121,55	121,55	116,02	116,02	116,02	116,02
teplota napájecí vody	220	220	220	220	220	220	220	220
entalpie napájecí vody p = 7,06 MPa	944,9	944,9	944,9	944,9	944,9	944,9	944,9	944,9
teplota syté kapaliny p = 7,06 MPa	286	286	286	286	286	286	286	286
latentní teplo p = 7,06 MPa	1553,9	1553,9	1505,13	1505,13	1505,13	1505,13	1505,13	1505,13
vnější průměr trubky	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
vnitřní průměr trubky	0,013	0,013	0,013	0,013	0,013	0,013	0,013	0,013

Název veličiny	označení	vztah, odkaz	rozměr
Entalpie syté kapaliny p = 7,06 MPa t = 286 °C	i_s	EES	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Parní výkon úseku	G	$\frac{Q}{112.1,01 \cdot (i - i_{NV})}$	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Měrný objem I.média p=15,7 t = t _{stř}	\bar{v}	EES	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Plocha průřezu trubek	S _v	Tepelný výpočet	m^2
Střední rychlost I.média v úseku	\bar{w}	$\frac{m_v \cdot v}{S_v}$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Kinematická viskozita	ν	EES	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Reynoldsovo číslo	Re	$\frac{w \cdot d_i}{\nu}$	1
Součinitel tepelné Vodivosti	λ	EES	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Teplota stěny	t _{st}	$\frac{t_{dtř} + t_s}{2}$; předcházející krok	°C
Prandtlovo číslo t = t _{st}	Pr _{st}	EES	1
Prandtlovo číslo t = t _{stř}	Pr	EES	1
Nuseltovo číslo	Nu	$0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{st}} \right)$	1
Součinitel přestupu tepla mezi I.médiem a trubkou	α_1	$\frac{N_u \cdot \lambda}{d_2}$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Předpokládaný tepelný tok	q	odhad	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$

	Úsek 1		Úsek 2		Úsek 3		Úsek 4	
Iterační krok	Krok 1	Krok 2	Krok 1	Krok 2	Krok 1	Krok 2	Krok 1	Krok2
Entalpie syté kapaliny $p = 7,06 \text{ MPa}$ $t = 286 \text{ °C}$	1269	1269	1269	1269	1269	1269	1269	1269
Parní výkon úseku	75,3747	75,3747	72,3613	72,3613	69,3435	69,3435	69,3446	69,3446
Měrný objem I.média $p=15,7$ $t = t_{\text{stř}}$	0,001499	0,001499	0,001475	0,001475	0,001453	0,001453	0,001434	0,001434
Plocha průřezu trubek	1,404	1,404	1,404	1,404	1,404	1,404	1,404	1,404
Střední rychlost I.média v úseku	5,8987	5,8987	5,8043	5,8043	5,7177	5,7177	5,6429	5,6429
Kinematická viskozita	$1,28 \cdot 10^{-7}$	$1,28 \cdot 10^{-7}$	$1,28 \cdot 10^{-7}$	$1,28 \cdot 10^{-7}$	$1,28 \cdot 10^{-7}$	$1,28 \cdot 10^{-7}$	$1,28 \cdot 10^{-7}$	$1,28 \cdot 10^{-7}$
Reynoldsovo číslo	599086,02	599086,02	589494,25	589494,25	580701,79	580701,79	573108,3	573108,3
Součinitel tepelné Vodivosti	0,4875	0,4875	0,4989	0,4989	0,5095	0,5095	0,5194	0,5194
Teplota stěny	305,53	317,623	303,5938	314,4977	301,656	311,3936	299,71875	308,3076
Prandtlovo číslo $t = t_{\text{st}}$	0,899	0,9657	0,8912	0,9449	0,884	0,9269	0,8774	0,9113
Prandtlovo číslo $t = t_{\text{stř}}$	1,03	1,03	0,9936	0,9936	0,9635	0,9635	0,9385	0,9385
Nuseltovo číslo	1009,283	991,3749	974,365	960,2159	944,70556	933,5795	919,9688	911,291
Součinitel přestupu tepla mezi I.médiem a trúbkou	37847,73	37176,56	37393,12	36850,13	37025,19	36589,14	36756,292	36409,587
Předpokládaný tepelný tok	281583,32	280279,77	250151,77	249203,1	219145,7	218472	188556	188556

	Úsek 5		Úsek 6		Úsek 7		Úsek 8	
Iterační krok	Krok 1	Krok 2	Krok 1	Krok 2	Krok 1	Krok 2	Krok 1	Krok2
Entalpie syté kapaliny $p = 7,06 \text{ MPa}$ $t = 286 \text{ °C}$	1269	1269	1269	1269	1269	1269	1269	1269
Parní výkon úseku	66,3312	66,3312	66,3312	66,3312	63,3134	63,3134	63,313	63,313
Měrný objem I.média $p=15,7$ $t = t_{\text{stř}}$	0,001415	0,001415	0,001398	0,001398	0,001382	0,001382	0,001367	0,001367
Plocha průřezu trubek	1,404	1,404	1,404	1,404	1,404	1,404	1,404	1,404
Střední rychlost I.média v úseku	5,56815	5,56815	5,5013	5,5013	5,4383	5,4383	5,3793	5,3793
Kinematická viskozita	$1,28 \cdot 10^{-7}$	$1,28 \cdot 10^{-7}$	$1,28 \cdot 10^{-7}$	$1,28 \cdot 10^{-7}$	$1,28 \cdot 10^{-7}$	$1,28 \cdot 10^{-7}$	$1,28 \cdot 10^{-7}$	$1,28 \cdot 10^{-7}$
Reynoldsovo číslo	565514,82	565514,82	558720,65	558720,65	552326,14	552326,14	546331,3	546331,3
Součinitel tepelné Vodivosti	0,5288	0,5288	0,5418	0,5418	0,5459	0,5459	0,5537	0,5537
Teplota stěny	297,78	305,228	295,844	302,176	293,91	299,082	291,9688	296,0031
Prandtlovo číslo $t = t_{\text{st}}$	0,8713	0,8977	0,8657	0,8859	0,8606	0,8753	0,8559	0,8662
Prandtlovo číslo $t = t_{\text{stř}}$	0,9174	0,9174	0,8996	0,8996	0,8846	0,8846	0,8718	0,8718
Nuseltovo číslo	897,803	891,128	878,8108	873,7578	862,128	858,486	847,3648	844,834
Součinitel přestupu tepla mezi I.médiem a trúbkou	36519,863	36248,35	36626,13	36415,536	36202,76	36049,79	36091,22	35983,45
Předpokládaný tepelný tok	158278,6	158278,5	128623,14	128623,35	98844,232	98844,29	69813,91	69813,91

Název veličiny	označení	vztah, odkaz	rozměr
Součinitel přestupu tepla mezi trubicí a parovodní směsí; p = 70,6 bar	α_{2_1}	$\alpha_{2_1} = 3,5 \cdot q^{0,7} \cdot p^{0,15}$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel přestupu tepla mezi trubicí a parovodní směsí; p = 7060000 Pa	α_{2_2}	$\alpha_{2_2} = 0,123 \cdot q^{0,72} \cdot p^{0,27}$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel přestupu tepla mezi trubicí a parovodní směsí	α_2	$\alpha_2 = \frac{\alpha_{2_1} + \alpha_{2_2}}{2}$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Rozdíl teplot	Δt_1	$t_1 - t_2$	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot	Δt_2	$t_2 - t_s$	$^{\circ}C$
Střední log. tepelný spád	Δt_{log}	$\frac{\frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1}{t_2}}}{\Delta t_2}$	$^{\circ}C$
Součinitel prostupu tepla	k	$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d_1}{d_2} + \frac{d_1}{2 \cdot \lambda_{st}} \cdot \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2}}$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Střední tepelný tok vypočtený	q_v	$k \cdot \Delta t_{log}$	$W \cdot m^{-2}$
Střední teplota stěny trubky	t_{st}	$t_{str} - q_v \cdot \frac{1}{\alpha_1}$	$^{\circ}C$
Odchylka	o	$\frac{q_v}{q}$	1
Výpočtová plocha úseku	S_v	$\frac{Q}{q_v}$	m^2
Výpočtová délka trubky v úseku	L_{str}	$\frac{S_v}{n \cdot \pi \cdot d_1}$	m

	Úsek 1		Úsek 2		Úsek 3		Úsek 4	
Iterační krok	Krok 1	Krok 2	Krok 1	Krok 2	Krok 1	Krok 2	Krok 1	Krok2
Součinitel přestupu tepla mezi trubicí a parovodní směsí; p = 70,6 bar	43262,698	43122,405	39822,75	39716,97	36299,6	36221,45	32673,6	32673,6
Součinitel přestupu tepla mezi trubicí a parovodní směsí; p = 7060000 Pa	72912,06	72668,88	66955,92	66773	60870,95	60736,16	54626	54626
Součinitel přestupu tepla mezi trubicí a parovodní směsí	58087,38	57895,64	53389,33	53244,98	48585,28	48478,8	43649,8	43649,8
Rozdíl teplot	41	41	37,125	37,125	33,25	33,25	29,375	29,375
Rozdíl teplot	37,125	37,125	35,1519	35,1519	31,27	31,27	27,39	27,39
Střední log. tepelný spád	39,0304	39,0304	35,1519	35,1519	31,2725	31,2725	27,3918	27,3918
Součinitel prostupu tepla	7214,4025	7181,0338	7116,33	7089,301	7007,66	6986,0535	6883,6674	6868,59
Střední tepelný tok vypočtený	281581,35	280278,95	250152,62	249202,5	219147,05	218471,34	188556,27	188556
Střední teplota stěny trubky	317,62	317,52	314,498	314,425	311,394	311,342	308,308	308,26
Odchylka	0,99999	0,99999	1	0,99999	1	0,999999	1	1
Výpočtová plocha úseku	490,5226	492,802	530,0764	532,0974	579,839	581,632	673,9208	673,9218
Výpočtová délka trubky v úseku	0,924114	0,9284082	0,99863	1,002439	1,09238	1,09576	1,26963	1,26963

	Úsek 5		Úsek 6		Úsek 7		Úsek 8	
Iterační krok	Krok 1	Krok 2	Krok 1	Krok 2	Krok 1	Krok 2	Krok 1	Krok2
Součinitel přestupu tepla mezi trubkou a parovodní směsí; p = 70,6 bar	28905,75	28905,74	24998,39	24998,42	20790,01	20790,02	16298,52	16298,52
Součinitel přestupu tepla mezi trubkou a parovodní směsí; p = 7060000 Pa	48157,77	48157,75	41475,55	41475,6	34312,1	34312,12	26712,87	26712,87
Součinitel přestupu tepla mezi trubkou a parovodní směsí	38531,76	38531,74	33236,97	33237,01	27551,06	27551,07	21505,7	21505,7
Rozdíl teplot	25,5	25,5	21,625	21,625	17,75	17,75	13,875	13,875
Rozdíl teplot	21,625	21,625	17,75	17,75	13,875	13,875	10	10
Střední log. tepelný spád	23,5093	23,5093	16,624	19,624	15,733	15,733	11,832	11,832
Součinitel prostupu tepla	6732,593	6721,17	6554,465	6546,128	6282,59	6276,9	5900,466	5896,912
Střední tepelný tok vypočtený	158278,56	158278,5	128623,35	128623,35	98844,29	98844,29	69813,91	69813,91
Střední teplota stěny trubky	305,2285	305,196	302,1757	302,155	299,0822	299,0706	296,0031	295,9973
Odchylka	0,99999	1	1	099999	1	1	1	1
Výpočtová plocha úseku	767,95	767,95	945,007	945,007	1173,765	1173,765	1661,846	1661,846
Výpočtová délka trubky v úseku	1,44677	1,44677	1,78034	1,78034	2,2113	2,2113	3,1308	3,13,8

Výsledkem je suma všech dílčích teplosměnných ploch a délek střední trubky.

	Výpočet na úseky	Výpočet bez rozdělení na úseky
Součet dílčích ploch	6829,023	6814,99
Součet dílčích délek střední trubky	12,86	12,84

Z porovnání výsledků obou metod výpočtu vyplývá, že obě tyto metody podávají co do koncových hodnot shodných výsledků.

4 Hydraulický výpočet primárního okruhu parního generátoru

Tímto hydraulickým výpočtem stanovíme hydraulické ztráty pro střední řadu teplosměnných trubek při proudění primárního média.

Hodnoty, ze kterých budeme při výpočtu vycházet, jsou obsaženy v následující tabulce.

Parametr	Hodnota	Rozměr
Celková průtočná plocha	1,404	m ²
Rychlost proudění primárního média	5,605	m·s ⁻¹
Hustota primárního média pro t = 327 °C p = 15,7 MPa	661,7	kg·m ³
Kinematická viskozita pro t = 327 °C p = 15,7 MPa	0,127	m ² ·s ⁻¹
Množství primárního média	5524,86	kg·s ⁻¹
Vnitřní průměr přiváděcího potrubí	780	mm
Vnitřní průměr kolektoru	780	mm
Průměr kolektoru v rozšířené části	1150	mm
Střední délka trubek	12840	mm
Délka kolektoru pro střední délku trubek	11600	mm

Hydraulické ztráty v parogenerátoru

Ztráta	Označení
v koleně potrubí	Δp_k
v potrubí přivádějícím médium do tepelného kolektoru	Δp_p
kuželovitým rozšířením kanálu	Δp_{kr}
v tepelném kolektoru	Δp_{tk}
na vstupu do střední řady trubek	Δp_{stt}
proudění v trubkách	Δp_T
změnou směru proudu	Δp_{zp}
na výstupu z trubek	Δp_{vT}
ve studeném kolektoru	Δp_{sk}
v odváděcím potrubí	Δp_{op}

4.1 Hydraulická ztráta v koleně potrubí

$$\Delta p_k = \xi_k \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho_1 \quad [\text{Pa}] \quad (4.1)$$

kde w_v^2 je střední rychlost proudění na vstupu do kolena

ξ_k je koeficient odporu, dle lit. $\xi_k = 1,3$

ρ_1 je hustota primárního média

Střední rychlost proudění na vstupu do kolena :

$$w_v = \frac{m_v}{S \cdot \rho_1} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.2)$$

kde S je průřez potrubí

$$S = \frac{\pi \cdot 0,780^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (4.3)$$

$$S = 0,4778 \quad [\text{m}^2]$$

$$w_v = \frac{5524,86}{0,4778 \cdot 661,7}$$

$$w_v = 17,47 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Tlaková ztráta v koleně je pak tedy

$$\Delta p_k = 1,3 \cdot \frac{17,47^2}{2} \cdot 661,7$$

$$\Delta p_k = 131341,66 \quad [\text{Pa}]$$

4.2 Hydraulická ztráta v potrubí přivádějícím médium do tepelného kolektoru

Tlaková ztráta má tvar

$$\Delta p_p = \lambda \cdot \frac{l_k}{d} \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho_1 \quad [\text{Pa}] \quad (4.4)$$

kde λ je součinitel tření v potrubí

dle Korakova vzorce pro $Re > 10^5$ a pro hladké stěny

$$\lambda = \frac{1}{(0,8 \cdot \log Re - 1,5)^2} \quad [1] \quad (4.5)$$

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w_v \cdot d_{tr}}{\nu} \quad [1] \quad (4.6)$$

$$Re = \frac{17,47 \cdot 0,780}{0,127 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 107,3 \cdot 10^6 \quad [1]$$

$$\lambda = \frac{1}{(0,8 \cdot \log 107,3 \cdot 10^6 - 1,5)^2}$$

$$\lambda = 0,041236$$

Tlaková ztráta je pak

$$\Delta p_p = 0,041236 \cdot \frac{11,6}{0,78} \cdot \frac{17,47^2}{2} \cdot 661,7$$

$$\Delta p_p = 61924,1 \quad [\text{Pa}]$$

4.3 Hydraulická ztráta kuželovým rozšířením kanálu

$$\Delta p_{kr} = \xi_{kr} \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho_1 \quad [\text{Pa}] \quad (4.7)$$

kde ξ_{kr} je koeficient odporu [1]

$$\xi_{kr} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{d_{tr}^2}{d_{kr}^2} \right)$$

$$\xi_{kr} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{0,780^2}{1,15^2} \right)$$

$$\xi_{kr} = 0,27 \quad [1]$$

Tlaková ztráta je pak

$$\Delta p_{kr} = 0,27 \cdot \frac{17,47^2}{2} \cdot 661,7$$

$$\Delta p_{kr} = 27263,4 \quad [\text{Pa}]$$

4.4 Hydraulická ztráta v teplém kolektoru

Tlaková ztráta má tvar

$$\Delta p_{tk} = A \cdot \frac{w_{kr}^2}{2} \cdot \rho_1 \quad [\text{Pa}] \quad (4.8)$$

kde w_{kr} je rychlost proudění v kolektoru

$$w_{kr} = \frac{m_v}{S \cdot \rho_1} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.9)$$

$$w_{kr} = \frac{5524,86}{1,039 \cdot 661,7}$$

$$w_{kr} = 8,036 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$w_{kr} = \frac{m_v}{S \cdot \rho_1} = \frac{3833,33}{1,227.633,1} = 6,99 \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde S je průřez rozšířené části kolektoru $[\text{m}^2]$

$$S = \frac{\pi \cdot 1,15^2}{4}$$

$$S = 1,039 \quad [\text{m}^2]$$

A je koeficient odporu $[1]$

$$A = 0,8 - 0,015 \cdot \frac{l_k}{d_{kr}} \quad (4.10)$$

$$A = 0,8 - 0,015 \cdot \frac{11,6}{1,15}$$

$$A = 0,7243$$

Tlaková ztráta je pak

$$\Delta p_{tk} = 0,7546 \cdot \frac{8,036^2}{2} \cdot 661,7$$

$$\Delta p_{tk} = 16122,33 \quad [\text{Pa}]$$

4.5 *Hydraulická ztráta na vstupu do střední řady trubek*

Vztah má tvar

$$\Delta p_{stt} = \xi_{stt} \cdot \frac{w_{stt}^2}{2} \cdot \rho_1 \quad [\text{Pa}] \quad (4.11)$$

kde w_{stt} je střední rychlost na vstupu do střední řady trubek $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

$$w_{stt} = \frac{m_v}{S_v \cdot \rho_1} \quad (4.12)$$

$$w_{stt} = \frac{5524,86}{1,404 \cdot 661,7}$$

$$w_{stt} = 5,947 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$\xi_{stt} \text{ je koeficient odporu } \xi_{stt} = 0,8 \quad [1]$$

Tlaková ztráta je pak

$$\Delta p_{stt} = 0,8 \cdot \frac{5,947^2}{2} \cdot 661,7$$

$$\Delta p_{stt} = 9361 \quad [\text{Pa}]$$

4.6 Hydraulická ztráta prouděním média v trubkách

Ztráta má tvar

$$\Delta p_T = \lambda_T \cdot \frac{l_T}{d_2} \cdot \frac{w_T^2}{2} \cdot \rho_{str} \quad [\text{Pa}] \quad (4.13)$$

kde λ_T je součinitel tření $[1]$

$$\lambda_T = 0,00714 + 0,06104 \cdot (\text{Re})^{-0,35} \quad (4.14)$$

Platnost omezena Reynoldsovým číslem $\text{Re}_m < 10^7$

$$\text{Re} = \frac{w_T \cdot d_2}{\nu} \quad (4.15)$$

w_T je střední rychlost proudění v trubkách $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

$$w_T = \frac{m_v}{S_v \cdot \rho_{str}} \quad (4.16)$$

$$w_T = \frac{5524,86}{1,404 \cdot 702,1}$$

$$w_T = 5,605 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$\text{Re} = \frac{5,605 \cdot 0,013}{0,128 \cdot 10^{-6}}$$

$$\text{Re} = 5,69 \cdot 10^5 \quad [1]$$

$\text{Re} < \text{Re}_m \Rightarrow$ vyhovuje

$$\lambda_T = 0,00714 + 0,06104 \cdot (5,69 \cdot 10^5)^{-0,35}$$

$$\lambda_T = 0,00773 \quad [1]$$

Tlaková ztráta je pak

$$\Delta p_T = 0,00773 \cdot \frac{12,84}{0,013} \cdot \frac{5,605^2}{2} \cdot 702,1$$

$$\Delta p_T = 84201,8 \quad [\text{Pa}]$$

4.7 Hydraulická ztráta změnou směru proudu

Tlaková ztráta má tvar

$$\Delta p_{zp} = \xi_{zp} \cdot \frac{w_T^2}{2} \cdot \rho_{str} \quad [\text{Pa}] \quad (4.17)$$

kde ξ_{zp} je ztrátový součinitel $[1]$

$$\xi_{zp} = A \cdot B \cdot C$$

$$A = f\left(\frac{R}{d}\right) = 0,03$$

$$B = f(\alpha) = 1,4$$

$$C = 1$$

$$\xi_{zp} = 0,03 \cdot 1,4 \cdot 1$$

$$\xi_{zp} = 0,042 \quad [1]$$

Ztrátový součinitel je :

$$\xi_{zp} = 0,03 \cdot 1,4 \cdot 1 = 0,042$$

Tlaková ztráta je pak

$$\Delta p_{zp} = 0,042 \cdot \frac{5,605^2}{2} \cdot 702,1$$

$$\Delta p_{zp} = 467,61 \quad [\text{Pa}]$$

4.8 Hydraulická ztráta na výstupu z trubek

Vztah má tvar

$$\Delta p_{vT} = \xi_{vT} \cdot \frac{w_{vT}^2}{2} \cdot \rho_{vT} \quad [\text{Pa}] \quad (4.18)$$

kde ξ_{vT} je koeficient tření $\xi_{vT} = 1,1$ $[1]$

w_{vT} je rychlost proudění primárního média na výstupu z trubek

$$w_{vT} = \frac{m_v}{S_v \cdot \rho_{vT}} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.19)$$

ρ_{vT} pro $p = 15,7 \text{ MPa}$ a $t = 286 \text{ °C}$

$$\rho_{vT} = 754,2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^3]$$

$$w_{vT} = \frac{5524,86}{1,404 \cdot 754,2}$$

$$w_{vT} = 5,218 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Tlaková ztráta je pak

$$\Delta p_{vT} = 1,1 \cdot \frac{5,218^2}{2} \cdot 754,2$$

$$\Delta p_{vT} = 11294,2 \quad [\text{Pa}]$$

4.9 Hydraulická ztráta ve studeném kolektoru

Tlaková ztráta má tvar

$$\Delta p_{sk} = A \cdot \frac{w_{sk}^2}{2} \cdot \rho_{vT} \quad [\text{Pa}] \quad (4.20)$$

kde A je koeficient odporu

$$A = 2,5 + 0,025 \cdot \frac{\frac{l_k}{2}}{\frac{d_{kr} + d_k}{2}} \quad [1] \quad (4.21)$$

$$A = 2,5 + 0,025 \cdot \frac{\frac{11,6}{2}}{\frac{0,78 + 1,15}{2}}$$

$$A = 2,65 \quad [1]$$

w_{sk} je rychlost proudění ve studeném kolektoru

$$w_{sk} = \frac{m_v}{S_m \cdot \rho_{vT}} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.22)$$

S_m je plocha mezikruží

$$S_m = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{kr}^2 - d_k^2) \quad [\text{m}^2] \quad (4.23)$$

$$S_m = \frac{\pi}{4} \cdot (1,15^2 - 0,78^2)$$

$$S_m = 0,561 \quad [\text{m}^2]$$

$$w_{sk} = \frac{5524,86}{0,561 \cdot 754,2}$$

$$w_{sk} = 13,06 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Tlaková ztráta je pak

$$\Delta p_{sk} = 2,65 \cdot \frac{13,06^2}{2} \cdot 754,2$$

$$\Delta p_{sk} = 170447 \quad [\text{Pa}]$$

4.10 Hydraulická ztráta v odváděcím potrubí

Tlaková ztráta má tvar

$$\Delta p_{op} = \xi_{op} \cdot \frac{w_{op}^2}{2} \cdot \rho_{vT} \quad [\text{Pa}] \quad (4.24)$$

kde ξ_{op} je koeficient odporu [1]

$$\xi_{op} = \left(1 - \frac{S_{tr}}{S_m}\right)^2 \quad (4.25)$$

S_{tr} je průřez přívodního potrubí

$$S_{tr} = \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (4.26)$$

$$S_{tr} = \frac{\pi \cdot 0,78^2}{4}$$

$$S_{tr} = 0,48 \quad [\text{m}^2]$$

$$S_m = 0,561 \quad [\text{m}^2]$$

$$\xi_{op} = \left(1 - \frac{0,48}{0,561}\right)^2$$

$$\xi_{op} = 0,0208 \quad [1]$$

w_{op} je střední rychlost v odvodním potrubí $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

$$w_{op} = \frac{m_v}{\frac{\pi}{4} \cdot d_k^2 \cdot \rho_{vT}} \quad (4.27)$$

$$w_{op} = \frac{5524,86}{\frac{\pi}{4} \cdot 0,78^2 \cdot 754,2}$$

$$w_{op} = 15,33 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Tlaková ztráta je pak

$$\Delta p_{op} = 0,0208 \cdot \frac{15,33^2}{2} \cdot 754,2$$

$$\Delta p_{op} = 1843,3 \quad [\text{Pa}]$$

4.11 Celková hydraulická ztráta

Tuto určíme prostým součtem všech dílčích ztrát. Výsledek je obsažen v níže uvedené tabulce, kde jsou rovněž – z důvodu přehlednosti – uvedeny také všechny dílčí hydraulické ztráty.

Ztráta	Označení	Hodnota [Pa]
v koleně potrubí	Δp_k	131341,66
v potrubí přivádějícím médium do tepelného kolektoru	Δp_p	61924,1
kuželovitým rozšířením kanálu	Δp_{kr}	27263,4
v tepelném kolektoru	Δp_{tk}	16122,33
na vstupu do střední řady trubek	Δp_{stt}	9361
proudění v trubkách	Δp_T	84201,8
změnou směru proudu	Δp_{zp}	467,61
na výstupu z trubek a	Δp_{vT}	11294,2
ve studeném kolektoru	Δp_{sk}	170447
v odváděcím potrubí	Δp_{op}	1843,4
Suma hydraulických ztrát	Δp_{celk}	514266,5

Suma celkových hydraulických ztrát je tedy $\Delta p_{celk} = 514266,5 [Pa]$. Největší hydraulické ztráty jsou ve studeném kolektoru a přiváděcím potrubí.

5 Pevnostní výpočet parního generátoru

Tento výpočet je proveden z důvodů pevnostní kontroly daného konstrukčního návrhu. Konstrukční návrh byl prováděn souběžně s tímto výpočtem. Pokud navržený rozměr v pevnostním výpočtu neobstál, byl opraven na již bezpečnou hodnotu.

Materiály použité na uvažovaných částech parogenerátoru, jsou obsaženy v níže uvedené tabulce.

Materiál	Konstrukční část	R_m [MPa]	R_e [MPa]	t [°C]
08Ch18N10T	Teplosměnné trubky; horní a dolní část kolektoru; víko kolektoru	490	185 - 345	327
22K	Plášť parogenerátoru; eliptické dno; přechodová část kolektoru	412	186 - 345	270

5.1 Pevnostní kontrola trubky

Tlak v primárním okruhu (uvnitř trubky) $p_1 = 15,7$ [MPa]

Tlak v sekundárním okruhu (vně trubky) $p_2 = 7,06$ [MPa]

Výpočtový tlak

$$p = p_1 - p_2 \quad [MPa] \quad (5.1)$$

$$p = 15,7 - 7,06$$

$$p = 8,64 \quad [MPa]$$

Výpočtová tloušťka stěny

$$s = \frac{p \cdot d_1}{2 \cdot \sigma_{Dmin} + p} + c \quad [m] \quad (5.2)$$

kde d_1 je vnější průměr trubky; $d_1 = 0,016$ $[m]$

c je zeslabení stěny z důvodu koroze; $c = 0,0005$ $[m]$

σ_{Dmin} je minimální dovolené napětí $[MPa]$

$$\sigma_{Dmin} = \frac{Re_{min}}{k_k} \quad [MPa] \quad (5.3)$$

kde k_k je bezpečnost na mezi kluzu; $k_k = 1,5$ $[1]$

$$\sigma_{Dmin} = \frac{185}{1,5}$$

$$\sigma_{Dmin} = 123,33 \quad [MPa]$$

Výpočtová tloušťka stěny je pak

$$s = \frac{8,64 \cdot 0,016}{2 \cdot 123,33 + 8,64} + 0,0005$$

$$s = 0,00104 \quad [m]$$

Pro hydraulickou zkoušku se uvažuje vyšší tlak dle vztahu

$$p_H = 1,25 \cdot p \cdot \frac{\sigma_{Dt,z}}{\sigma_{Dt,d}} \quad [Pa] \quad (5.4)$$

kde p je výpočtový tlak

$\sigma_{Dt,z}$ je dovolené napětí materiálu v tahu při teplotě zkoušky

$$\sigma_{Dt,z} = \frac{Re_{zk}}{k_k} \quad [MPa] \quad (5.5)$$

Re_{zk} je dovolené napětí v materiálu v době provedení zkoušky, $t_{zk} = 20 [^{\circ}C]$

$$Re_{zk} = 220 \quad [MPa]$$

k_k je bezpečnost na mezi kluzu;

$$k_k = 1,5 \quad [1]$$

$$\sigma_{Dt,z} = \frac{220}{1,5}$$

$$\sigma_{Dt,z} = 146,67 \quad [MPa]$$

$\sigma_{Dt,d}$ je dovolené napětí materiálu při teplotě $t_1 = 327 [^{\circ}C]$ $[MPa]$

$$\sigma_{Dt,d} = \frac{Re_1}{k_k} \quad [MPa] \quad (5.6)$$

Re_1 je dovolené napětí materiálu při vstupní teplotě primárního média,

$$t_1 = 327 \quad [^{\circ}C]$$

$$Re_{zk} = 170 \quad [MPa]$$

k_k je bezpečnost na mezi kluzu;

$$k_k = 1,5 \quad [1]$$

$$\sigma_{Dt,d} = \frac{170}{1,5}$$

$$\sigma_{Dt,d} = 113,33 \quad [MPa]$$

$$p_H = 1,25 \cdot 8,64 \cdot \frac{146,67}{113,33}$$

$$p_H = 13,98 \quad [MPa]$$

Tloušťka stěny pro hydraulickou tloušťku je pak

$$s_H = \frac{p_H \cdot d_1}{2 \cdot \sigma_{D_{\min}} + p_H} + c \quad [m] \quad (5.7)$$

$$s_H = \frac{13,98 \cdot 0,016}{2 \cdot 123,33 + 13,98} + 0,0005$$

$$s_H = 0,00136 \quad [m]$$

Pro konstrukci trubek je zvolena trubka s tloušťkou $s = 1,5 [mm]$.

5.2 Dno nádoby parního generátoru

Dno má tvar eliptický, s délkou vedlejší poloosy 1 m. Další navržené hodnoty viz. tabulka.

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Vnitřní průměr dna	D	3640	[mm]
Průměr otvoru	D _o	350	[mm]
Tlak v sekundárním okruhu	p ₂	7,06	[MPa]
Teplota napájecí vody	t _{nv}	220	[°C]
Tloušťka stěny	s _n	185	[mm]
Délka vedlejší poloosy elipsy	h	1000	[mm]

Materiálem byla opět zvolena ocel 22K. Minimální mez kluzu při dané teplotě je $Re_{min} = 186 [MPa]$.

Tloušťka stěny

$$s = \frac{p_2 \cdot D^2}{4 \cdot \varphi \cdot \sigma_{Dmin}} \cdot \frac{1}{2 \cdot h} + c \quad [m] \quad (5.8)$$

kde σ_{Dmin} je minimální dovolené napětí materiálu $[MPa]$

$$\sigma_{Dmin} = \frac{Re_{min}}{k_k} \quad [MPa] \quad (5.9)$$

kde k_k je bezpečnost na mezi kluzu; $k_k = 1,5$ $[1]$

$$\sigma_{Dmin} = \frac{186}{1,5}$$

$$\sigma_{Dmin} = 124 \quad [MPa]$$

c je přídavek na korozi; $c = 0,001$ $[m]$

φ je minimální hodnota součinitele pevnosti $[1]$

Minimální hodnota součinitele pevnosti je

$$\varphi_o = \frac{p_2 \cdot D^2}{4 \cdot (s_n - c) \cdot \sigma_{Dmin} \cdot 2 \cdot h} \quad [1] \quad (5.10)$$

$$\varphi_o = \frac{7,06 \cdot 3,64^2}{4 \cdot (0,185 - 0,001) \cdot 124 \cdot 2 \cdot 1}$$

$$\varphi_o = 0,501 \quad [1]$$

Minimální hodnota součinitele pevnosti nevyztuženého otvoru

$$\varphi_1 = \frac{1,6}{1,4 + \sqrt{\frac{D_o}{D \cdot \sqrt{s_n - c}}}} \quad [1] \quad (5.11)$$

$$\varphi_1 = \frac{1,6}{1,4 + \sqrt{\frac{350}{3640 \cdot \sqrt{185 - 0,001}}}}$$

$$\varphi_1 = 1,078 \quad [1]$$

$$\varphi_1 \geq \varphi_o \Rightarrow \varphi = 1,078 \quad [1]$$

Tloušťka stěny je pak

$$s = \frac{7,06 \cdot 3,64^2}{4 \cdot 1,078 \cdot 124} \cdot \frac{1}{2 \cdot 1} + 0,001$$

$$s = 0,087 \quad [m]$$

$$0,087 \leq 0,185 \quad [m]$$

Navržena tloušťka eliptického dna vyhovuje. Dokonce je mírně předimenzovaná.

5.3 *Kontrola pevnosti pláště parního generátoru*

Plášť generátoru sestává ze tří, svárem materiálově spojených, částí.

Kontrola pevnosti první válcové části parního generátoru

Název	Hodnota	Jednotka
Průměr vnější	3810	[mm]
Tloušťka stěny	85	[mm]
Délka části	12594	[mm]

Materiálem byla opět zvolena ocel 22K. Maximální mez kluzu při dané teplotě je $Re_{\max} = 345 \text{ [MPa]}$.

Tloušťka stěny

Minimální tloušťka stěny

$$s_{\min 1} = \frac{p_2 \cdot D}{2 \cdot \sigma_{D\max} - p_2} \quad [m] \quad (5.12)$$

kde $\sigma_{D\max}$ je maximální dovolené napětí materiálu $[MPa]$

$$\sigma_{D\max} = \frac{Re_{\max}}{k_k} \quad [MPa] \quad (5.13)$$

kde k_k je bezpečnost na mezi kluzu; $k_k = 1,5$ $[1]$

$$\sigma_{D\max} = \frac{345}{1,5}$$

$$\sigma_{D\max} = 230 \quad [MPa]$$

c je přídavek na korozi; $c = 0,001$ $[m]$

$$s_{\min 1} = \frac{7,06 \cdot 3,64}{2 \cdot 230 - 7,06}$$

$$s_{\min 1} = 0,0567 \quad [m]$$

Navrhuji tloušťku stěny pláště $s_n = 85$ $[mm]$

Kontrola tloušťky stěny pláště válcové části

Tloušťka stěny válcové části je

$$s_1 = \frac{p_2 \cdot D}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_{D\max} - p_2} \quad [m] \quad (5.14)$$

kde φ je minimální hodnota součinitele pevnosti

$$\varphi = \frac{p_2 \cdot [D + (s_n - c)]}{2 \cdot (s_n - c) \cdot \sigma_{D\max}} \quad [1] \quad (5.15)$$

$$\varphi = \frac{7,06 \cdot [3640 + (85 - 1)]}{2 \cdot (85 - 1) \cdot 230}$$

$$\varphi = 0,68 \quad [1]$$

$$s_1 = \frac{7,06 \cdot 3,64}{2 \cdot 0,68 \cdot 230 - 7,06}$$

$$s_1 = 0,084 \quad [1]$$

$s_1 \leq s_n$ $84 \leq 85 \dots$ navržena tloušťka pláště v první části parního generátoru vyhovuje pevnostní kontrole.

Kontrola horní části parního generátoru

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr vnější	D_s	4100	$[mm]$
Tloušťka stěny	s_2	85	$[mm]$
Délka části	l	4700	$[mm]$

Zde platí stejné materiálové charakteristiky jako pro část předcházející.

Minimální tloušťka stěny

$$s_{\min 2} = \frac{p_2 \cdot D_s}{2 \cdot \sigma_{D_{\max}} - p_2} \quad [m] \quad (5.16)$$

$$s_{\min 2} = \frac{7,06 \cdot 3,93}{2 \cdot 230 - 7,06}$$

$$s_{\min 1} = 0,0613 \quad [m]$$

Tloušťka stěny horní válcové části pláště parního generátoru je

$$s_1 = \frac{p_2 \cdot D_s}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_{D_{\max}} - p_2} \quad [m] \quad (5.17)$$

kde φ je minimální hodnota součinitele pevnosti

$$\varphi = \frac{p_2 \cdot [D_s + (s_n - c)]}{2 \cdot (s_n - c) \cdot \sigma_{D_{\max}}} \quad [1] \quad (5.18)$$

$$\varphi = \frac{7,06 \cdot [3930 + (85 - 1)]}{2 \cdot (85 - 1) \cdot 230}$$

$$\varphi = 0,73 \quad [1]$$

$$s_1 = \frac{7,06 \cdot 3,93}{2 \cdot 0,73 \cdot 230 - 7,06}$$

$$s_1 = 0,0844 \quad [1]$$

$s_1 \leq s_n$ $844 \leq 85 \dots$ navržena tloušťka pláště v první části parního generátoru vyhovuje pevnostní kontrole.

5.4 Kontrola pevnosti kolektoru

Výpočet kolektoru rozdělíme na tři části. A sice horní část kolektoru, na přechodovou část kolektoru a na spodní část kolektoru. Tato je co do konstrukce shodná s horní částí.

Kontrola pevnosti horní části kolektoru

Materiál je 08Ch18N10T – vyrobeny z něj obě krajní části kolektoru.

$$\sigma_{D_{\min}} = 123,33 \quad [MPa]$$

$$p = 8,64 \quad [MPa]$$

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Vnitřní průměr kolektoru	D_k	1150	mm
Počet trubek	n	10560	1
Zvolená tloušťka stěny	s_n	175	mm

Teplosměnné trubky jsou do kolektoru ukotveny stupňovitě s roztečemi:

$$\text{- podélnou} \quad a = 24 \quad [mm]$$

$$\text{- příčnou} \quad b = 24 \quad [mm]$$

Poměr roztečí

$$m = \frac{b}{a} \quad [1]$$

$$m = \frac{24}{24} \quad [1]$$

$$m = 1 \quad [1]$$

$$l = a \cdot 2 \quad [mm]$$

$$l = 24 \cdot 2$$

$$l = 48 \quad [mm]$$

$$l' = b \cdot 2 = l \quad [mm]$$

Tloušťka stěny kolektoru

$$s = \frac{p \cdot D_k}{2 \cdot \varphi_{\min} \cdot \sigma_{D_{\min}} - p} \quad [m] \quad (5.19)$$

$$\text{kde} \quad \varphi_{\min} \quad \text{je} \quad \text{nejmenší ze čtyř součinitelů pevnosti} \quad [1]$$

$$\varphi_1 = \frac{l - d_1}{l} \quad [1] \quad (5.20)$$

$$\varphi_1 = \frac{48 - 16}{48}$$

$$\varphi_1 = 0,667 \quad [1]$$

$$\varphi_2 = \frac{l' - d_1}{l'} \quad [1] \quad (5.21)$$

$$\varphi_2 = \frac{48 - 16}{48}$$

$$\varphi_2 = 0,667 \quad [1]$$

$$\varphi_3 = \left[1 - \frac{d_1}{a} \cdot \frac{1}{1+m^2} \cdot \left(1 - 0,75 \cdot \frac{m^2}{1+m^2} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \quad [1] \quad (5.22)$$

$$\varphi_3 = \left[1 - \frac{16}{24} \cdot \frac{1}{1+1^2} \cdot \left(1 - 0,75 \cdot \frac{1^2}{1+1^2} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}}$$

$$\varphi_3 = 1,0722 \quad [1]$$

$$\varphi_4 = \frac{p \cdot [D_k + (s_n - c)]}{2 \cdot (s_n - c) \cdot \sigma_{D\min}} \quad [1] \quad (5.23)$$

$$\varphi_4 = \frac{8,64 \cdot [1,15 + (0,175 - 0)]}{2 \cdot (0,175 - 0) \cdot 123,33}$$

$$\varphi_4 = 0,265 \quad [1]$$

Tloušťka stěny je pak

$$s = \frac{8,64 \cdot 1,15}{2 \cdot 0,265 \cdot 123,33 - 8,64}$$

$$s = 0,175 \quad [m]$$

Pro hydraulickou tlakovou zkoušku se použije zvýšený tlak, jehož výpočet je proveden v bodě 1. pevnostního výpočtu (rovnice 5.4)

Zvýšený tlak

$$p_H = 13,98 \quad [MPa]$$

Tloušťka stěny kolektoru pro hydraulickou tlakovou zkoušku je

$$s = \frac{p_H \cdot D_k}{2 \cdot \varphi_{D\min} \cdot \sigma_{D\min} - p_H} \quad [m] \quad (5.24)$$

kde $\varphi_{D\min}$ je součinitel pevnosti [1]

$$\varphi_{D\min} = \frac{p_H \cdot (D_k + s_n)}{2 \cdot s_n \cdot \sigma_{D\min}} \quad (5.25)$$

$$\varphi_{D\min} = \frac{13,98 \cdot (1,15 + 0,175)}{2 \cdot 0,175 \cdot 123,33}$$

$$\varphi_{D\min} = 0,429 \quad [1]$$

$$s = \frac{13,98 \cdot 1,15}{2 \cdot 0,429 \cdot 123,33 - 13,98}$$

$$s = 0,176 \quad [m]$$

$$s \geq s_n$$

$0,176 \geq 0,176 \Rightarrow$ navržená tloušťka stěny vyhovuje

Tloušťka stěny kolektoru je $s = 0,176 [m]$.

5.5 *Kontrola válcové části kolektoru*

Materiálem byla opět zvolena ocel 22K. Maximální mez kluzu při dané teplotě je $Re_{\max} = 345 [MPa]$.

$$\sigma_{D\max} = 230 \quad [MPa]$$

Přídavek na korozi c volím $c = 0$ [m]

Minimální tloušťka stěny je

$$s_o = \frac{p \cdot D_k}{2 \cdot \sigma_{D\max} - p} \quad [m] \quad (5.26)$$

$$s_o = \frac{8,64 \cdot 1,15}{2 \cdot 230 - 8,64}$$

$$s_o = 0,022 \quad [m]$$

Pro hydraulickou tlakovou zkoušku je tloušťka stěny

$$s = \frac{p_H \cdot D_k}{2 \cdot \sigma_{D_{\max}} - p_H} \quad [m] \quad (5.27)$$

$$s = \frac{13,98 \cdot 1,15}{2 \cdot 230 - 13,98}$$

$$s = 0,036 \quad [m]$$

Tloušťku stěny volím $s = 0,065 \text{ [m]}$.

Konstrukčně třetí odlišná část parního generátoru, spodní válcová část, je konstrukčně shodná s horní částí kolektoru. Jediný rozdíl je v teplotním namáhání, které je v případě spodní části stejně menší. Proto není potřeba kontrolu pevnosti pro tuto část kolektoru provádět.

5.6 Kontrola deskového víka kolektoru

Deskové víko kolektoru je vyrobeno z oceli 08Ch18N10T.

$$\text{Minimální dovolené napětí je } \sigma_{D_{\min}} = 123,33 \quad [MPa]$$

S ohledem na max. bezpečnost bude pro výpočet použit tlak v primárním okruhu.

$$p_1 = 15,7 \text{ [MPa]}$$

$$\text{Předběžně volím tloušťku víka } s_n = 0,176 \quad [m]$$

Tloušťka víka

$$s' = \frac{K}{K_o} \cdot D_v \cdot \frac{p_1}{\sigma_{D_{\min}}} \quad [m] \quad (5.28)$$

$$\text{kde } K \text{ je koeficient tvaru dna; } K = 0,6 \quad [1]$$

$$K_o \text{ je koeficient tvaru dna; } K = 1 \quad [1]$$

$$D_v \text{ je průměr otvoru víka; } D_v = 0,6 \quad [m]$$

$$p_1 \text{ je tlak v primárním okruhu; } p_1 = 15,7 \quad [MPa]$$

$\sigma_{D\min}$ je minimální dovolené napětí; $\sigma_{D\min} = 123,33 \text{ [MPa]}$

$$s' = \frac{0,6}{1} \cdot 0,6 \cdot \frac{15,7}{123,33}$$

$$s' = 0,0458 \quad [m]$$

Tloušťka stěny při hydraulické tlakové zkoušce

$$s'_h = \frac{K}{K_o} \cdot D_v \cdot \frac{p_{Hh}}{\sigma_{D\min}} \quad [m] \quad (5.29)$$

kde p_{Hh} je hodnota tlaku hydraulické zkoušky při tlaku $[MPa]$

$$p_1 = 15,7 \quad [MPa]$$

$$p_{Hh} = 1,25 \cdot p_1 \cdot \frac{\sigma_{Dt,z}}{\sigma_{Dt,d}} \quad (5.29)$$

$$p_{Hh} = 1,25 \cdot 15,7 \cdot \frac{146,67}{113,33}$$

$$p_{Hh} = 25,39 \quad [MPa]$$

$$s'_h = \frac{0,6}{1} \cdot 0,6 \cdot \frac{25,39}{123,33}$$

$$s'_h = 0,0741 \quad [m]$$

$$s'_h \leq s_n$$

$0,0741 \leq 0,176 \Rightarrow$ navržena tloušťka víka kolektoru vyhovuje s velkou bezpečností

6 Separace páry pro svislý parní generátor

6.1 Obecné informace o separaci

Úkolem parogenerátorů je vytvořit páru daných parametrů, která musí splňovat i nároky na separaci vlhkosti. Vlhkost páry odstraňujeme pomocí separátorů. Tyto separátory vlhkosti jsou prostorově tak náročné, že mají podstatný vliv na velikost celého parogenerátoru. To je v době dnešního trendu – jednotek velkých výkonů při stále se zmenšujících rozměrech všech komponentů z důvodů vysokých koeficientů přestupu tepla – potřeba zohlednit. Proto je třeba věnovat návrhům separačních vestaveb velkou pozornost.

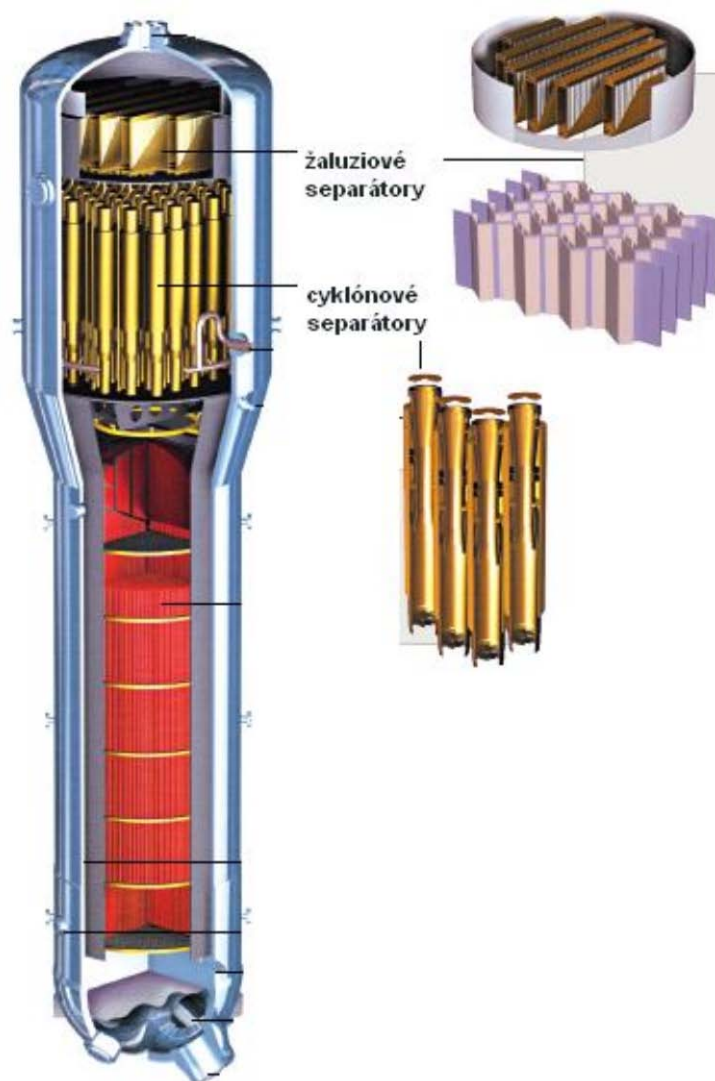
Separátorové vestavby je možno rozdělit dle typu parogenerátoru, ve kterém je užita. Parogenerátory známe svislé, tyto jsou západní koncepce, a vodorovné korpusové konstrukce, které jsou užívány v bývalém východním bloku. Tyto vodorovné (horizontální) parogenerátory užívají sadu svislých žaluziových separátorů jako jediného aktivního separačního prvku.

Svislé parogenerátory mají separační prostor vytvořen nad svazkem teplosměnných trubek, ve tvaru válce se svislou osou. Tyto parogenerátory mají vysoce zatíženou hladinu a proto se u tohoto typu parogenerátoru užívá separačních vestaveb se dvěma stupni aktivní separace.

Jako první stupeň separace se většinou užívá svislých separátorů s radiálními lopatkami s přívodem směsi zdola. Někdy označovány jako cyklónové odlučovače. Plní funkci tzv. hrubé separace. Fungují na odstředivém principu a k odloučení vody z parovodní směsi využívají jejich rozdílnou měrnou hmotnost.

Druhý stupeň separace je tvořen svislými žaluziovými odlučovači a plní funkci tzv. jemné separace.

Znázornění je na obrázku níže uvedeném. Jedná se o parogenerátor svislý „Advanced HD9“ korejské firmy DOOSAN HEAVY INDUSTRIES & CONSTRUCTION CO, LTD o tepelném výkonu 850 MW.



Obr. 6.1 Separační stupně svislého PG fy. Doosan

Požadavky kladené na separátory

Tyto požadavky můžeme rozdělit do dvou skupin, podle typu separace. A sice následovně.

- a) Hrubá separace
 - malá tlaková ztráta kvůli minimálnímu ovlivnění přirozené cirkulace, aby byla minimalizována vlastní spotřeba parogenerátoru u průtlačných systémů
 - minimální množství páry ve vratné vodě, aby se nenarušovala cirkulace zmenšením měrné hmotnosti

kapaliny ve spádovém prostoru (přípustné 0,2 – 1,5 % celkové hodnoty)

- malá výstupní vlhkost kvůli minimalizaci sušícího zařízení a tím pádem tedy i velikost nádoby parogenerátoru

- b) jemná separace
- minimální tlaková ztráta páry procházející tělesem separátoru (soustavou žaluzií)
 - minimální výstupní vlhkost páry a jednoduchý odvod odloučené vody bez zahlcení mezižaluziového prostoru

6.2 Výpočet separace

6.2.1 Výpočtové parametry

Vnitřní průměr nádoby	D_v	3930	mm
Tlak syté páry	p_s	7,06	MPa
Teplota syté páry	t_s	286	°C
Parní výkon	G	545,7	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Pro tyto parametry v programu EES zjištěny následující veličiny:

Hustota syté kapaliny:

$$\rho' = 739,7 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$$

Hustota syté páry:

$$\rho'' = 36,88 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$$

Plocha hladiny v parním generátoru

$$S_{pg} = \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (6.1)$$

$$S_{pg} = \frac{\pi \cdot 3,93^2}{4}$$

$$S_{pg} = 12,13 \quad [\text{m}^2]$$

Parní zatížení hladiny

$$N_h = \frac{G_{PG}}{\rho'' \cdot S_{PG}} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (6.2)$$

$$N_h = \frac{1964520}{36,88 \cdot 12,13}$$

$$N_h = 4391,42 \quad [\text{m}^3 \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{h}^{-1}]$$

Jak již bylo napsáno v úvodu kapitoly, vzhledem k velkému zatížení hladiny je potřeba zvolit dva druhy separace – hrubou a jemnou.

6.2.2 Výpočet hrubého separátoru

Jedná se o cyklónový odlučovač, jehož princip je popsán výše.

Parní výkon se volí $N_c = 3,32 \cdot 10^4 \text{ [kg} \cdot \text{h}^{-1}]$.

Maximální vlhkost za separátorem je 10 % neboli $x = 90 \text{ \%}$.

$$n_s = \frac{G}{N_c} \quad [1] \quad (6.3)$$

$$n_s = \frac{1964520}{33200}$$

$$n_s = 59 \quad [1]$$

Počet kusů separátorů hrubé separace je 59.

Tok syté páry procházející jedním separátorem

$$M_{ps} = \frac{G}{n_s} \cdot \frac{1}{3600} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (6.4)$$

$$M_{ps} = \frac{1964520}{59} \cdot \frac{1}{3600}$$

$$M_{ps} = 9,25 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

Kritická rychlost

Její velikost je nutná proto, aby při proudění parovodní směsi separátorem nedocházelo k odtrhávání vodní vrstvy z vnitřní stěny válce separátoru a jejímu únosu ze separátoru. Rychlost proudění má být nižší než rychlost proudění kritická. K výpočtu je použit vzorec Ramzinův.

$$w_{kr} = 740 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_p}{\rho'' \cdot g}} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (6.5)$$

kde σ_p je povrchové napětí $[MPa]$

$$\sigma_p = 0,00714 \cdot g \cdot \left(\frac{\rho' - \rho''}{1000} \right)^4 \quad [MPa] \quad (6.6)$$

kde g je gravitační zrychlení

$$g = 9,81 \quad [m \cdot s^{-2}]$$

$$\sigma_p = 0,00714 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{739,7 - 36,88}{1000} \right)^4$$

$$\sigma_p = 0,0171 \quad [MPa]$$

$$w_{kr} = 740 \cdot \sqrt{\frac{0,0171}{36,88 \cdot 9,81}}$$

$$w_{kr} = 5,087 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Obvodová rychlost na vnitřním průměru separátoru

$$u_n = \frac{\Phi \cdot M_{ps} \cdot v'}{D_h^2} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (6.7)$$

kde Φ je rychlostní parametr, odečten z monogramu; $\Phi = 1$ [1]

D_h je vnitřní průměr separátoru; $D_h = 320$ [mm]

v' je měrný objem syté páry daných parametrů;

$$v' = 0,02711 [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

$$u_n = \frac{1 \cdot 9,25 \cdot 0,02711}{0,320^2}$$

$$u_n = 2,45 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Tlaková ztráta separátoru

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{u_n^2}{2} \cdot \rho'' \quad [Pa] \quad (6.8)$$

kde ξ je odporový součinitel

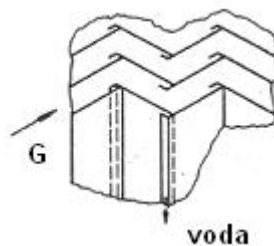
$$\xi = 12 [1]$$

$$\Delta p = 12 \cdot \frac{2,45^2}{2} \cdot 36,88$$

$$\Delta p = 1328 \quad [Pa]$$

6.2.3 Výpočet jemného separátoru

Coby jemný separátor nám v tomto poslouží žaluziový separátor vlhkosti páry. Tento je tvořen z vertikálně orientovaných plechů, jejichž sklon je max. 30°. Pára proudí mezi nimi a odseparovaná vlhkost tvoří vodní film, který stéká dolů. Rychlost přívodu páry nesmí překročit rychlost kritickou. V opačném případě by docházelo k opětovnému strhávání vlhkosti proudící párou a obsah vlhkosti v páře by narůstal.



Obr. 6.2 Schéma žaluziového separátoru

Navržené hodnoty

Výška žaluzií	h_z	0,75	[m]
Rozteč žaluzií	t	0,01	[m]
Rozvinutá šířka žaluzií	b	0,2	[m]
Úhel zakřivení	α	48	[°]
Vstupní vlhkost	(1-x)	10	[%]

Kutateladzeho kritérium

$$Ku = K - 1,69 \cdot \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,56} \cdot \left(\frac{h_z \cdot t}{b} \right)^{0,25} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} \quad [1] \quad (6.9)$$

kde K je parametr charakterizující maximální zatížení [1]

$$K = 2,5$$

$$Ku = 2,5 - 1,69 \cdot \left(\frac{1-0,9}{0,9} \right)^{0,56} \cdot \left(\frac{0,75 \cdot 0,01}{0,2} \right)^{0,25} \cdot \frac{1}{\cos 48}$$

$$Ku = 2,175 \quad [1]$$

Kritická rychlost

Tato se vyvozuje z Kutateladzeho kritéria pro vertikální žaluzie

$$w_{kr} = \frac{Ku \cdot \sqrt[4]{g \cdot \sigma_p \cdot (\rho' - \rho'')}}{\sqrt{\rho''}} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (6.10)$$

kde σ_p je povrchové napětí

$$\sigma_p = 0,0171 \quad [N \cdot m^{-1}]$$

$$w_{kr} = \frac{2,175 \cdot \sqrt[4]{9,81 \cdot 0,0171 \cdot (739,7 - 36,88)}}{\sqrt{36,88}}$$

$$w_{kr} = 1,18 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Doporučená rychlost

Z důvodu toho, aby bylo zajištěno, že nedojde ke strhávání vodního filmu z žaluzií.

$$w_D = 0,7 \cdot w_{kr} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (6.11)$$

$$w_D = 0,7 \cdot 1,18$$

$$w_D = 0,826 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Průtočná plocha žaluziového separátoru

$$S_z = \frac{G_{PG} \cdot v'}{w_D} \quad [m^2] \quad (6.12)$$

$$S_z = \frac{545,7 \cdot 0,02711}{0,826}$$

$$S_z = 17,91 \quad [m^2]$$

Kvůli rozměru průtočné plochy navrhuji, aby její rozdělení proběhlo do dvou stupňů.

Rychlost páry na vstupu do separátoru

$$w_p = \frac{G}{S_z \cdot \rho''} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (6.13)$$

$$w_p = \frac{545,7}{17,91 \cdot 36,88}$$

$$w_p = 0,82 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Průtočná plocha 1. stupně

$$S_{z1} = e_1 \cdot 2 \cdot h_z \cdot n \quad [m^2] \quad (6.14)$$

kde e_1 je šířka žaluziové kazety; $e_1 = 0,9$ $[m]$

n je počet žaluziových kazet $[1]$

$$S_{z1} = 0,9 \cdot 2 \cdot 0,75 \cdot 8$$

$$S_{z1} = 10,8 \quad [m^2]$$

Průtočná plocha 2. stupně

$$S_{z2} = S_z - S_{z1} \quad [m^2] \quad (6.15)$$

$$S_{z2} = 17,91 - 10,8 \quad [m^2]$$

Hydraulický výpočet separátoru

$$\Delta p_z = \xi_z \cdot \rho \cdot \frac{w_p^2}{2} \quad [Pa] \quad (6.16)$$

kde ξ_z je koeficient odporu žaluzie; $\xi_z = 9,78$ $[1]$

ρ je hustota vstupující mokré páry; $x = 0,9$, $p = 7,06$ $[MPa]$

$$\rho = 40,76 \quad [kg \cdot m^{-3}]$$

$$\Delta p_z = 9,78 \cdot 40,76 \cdot \frac{0,82^2}{2}$$

$$\Delta p_z = 134 \quad [Pa]$$

Tlaková ztráta je zanedbatelná. Tlak za separátorem můžeme považovat za nezměněný.

6.3 Zvolená separace

Pro navrhovaný parogenerátor byla zvolena separace dle zkušeností vítkovických inženýrů, kteří tento problém řešili v 80tých letech minulého století.

Jako první stupeň, tedy hrubá separace, byl navržen axiální cyklónový separátor pro velké výkony.

Popis funkce cyklónového separátoru

Zdola do trubky vnitřního průměru 226 mm vstupuje směs vody a páry. Tato je do rotačního pohybu uváděna vlivem radiálních lopatek. Vlivem odstředivého pohybu jsou kapky vrhány na plášť a po něm pak stékají do spodní části separátoru, odkud se odvádějí vně. Zbývající neodseparovaná voda je dováděna vně víkem separátoru. Středová trubka zabráňuje, vlivem eliminace vzniku podtlaku v ose separátoru, strhávání proudu páry zpět, kde by hrozilo opětovné promíchání s odloučenou kapalinou.

Jako druhý stupeň separace byla navržena osvědčená koncepce vertikálních žaluziových separátorů. Tyto jsou provedeny ve dvou patrech ve tvaru osmiúhelníků. Výpočet viz. kap. 6.4.3.

Maximální vlhkost za hrubými separátory se předpokládá 10 %, což je $x = 90$ %. Za druhým stupněm separace se vlhkost bude pohybovat na úrovni méně než 0,4 %, tj. $x = 99,6$ %.

7 Závěr

V tomto budou stručně shrnuty základní části této diplomové práce. Úkolem bylo navrhnout svislý parní generátor dané konstrukce k jaderné elektrárně nového typu s tlakovodním reaktorem VVER 640.

V první části byl proveden tepelný výpočet parogenerátoru, který nám podal důležité informace o termodynamických charakteristikách tepelného výměníku. Následoval výpočet hydraulický. Ten nám poskytl informace o tlakových ztrátách. Třetí části práce se stal výpočet pevnostní, kterým byl zkontrolován a případně korigován konstrukční návrh. Na závěr byla řešena otázka separace vlhkosti páry. Tato byla provedena s ohledem na konstrukci parního generátoru dvěma prvky aktivní separace. A sice hrubá separace – řešena vestavbou cyklónových separátorů – a jemná – tvořena žaluziovými separátory vlhkosti. Součástí práce je výkres tělesa parního generátoru a výkres cyklónového separátoru vlhkosti.

Závěrem je třeba uvést, že parní generátor je natolik složitou součástí, že nelze obsáhnout celou problematiku v této práci. Na vývoji a následné konstrukci parogenerátorů se podílejí týmy odborníků z různých technických oborů. Samozřejmostí je detailní rozpracování všech částí parogenerátoru včetně počítačového modelování a vyzkoušení na skutečném fyzikálním modelu. A jen několik firem na světě je schopno parní generátor pro jaderné elektrárny v dané jakosti a kvalitě navrhnout a vyrobit. Tato práce byla zaměřena na základní tepelný, hydraulický a pevnostní výpočet a řešení separace vlhkosti páry. Práce slouží jako základní obecný podklad pro návrh svislého parního generátoru.

8 Seznam použité literatury

- [1] B. Janeba, J. Karták: Tepelné výpočty kotlů a parních generátorů, skripta ČVUT Praha, 1982
- [2] V Černý, B. Janeba, J. Karták, F. Jirouš, B. Marvan: Základy konstruování kotlů a parogenerátorů jaderných elektráren, ČVUT Praha, 1974
- [3] V. Blahož, Z. Kadlec: Základy sdílení tepla, Ostrava, 2000
- [4] Z. Dvořák: Sdílení tepla a výměníky, ČVUT Praha, 1994
- [5] P. Stehlík a kol: Tepelné pochody, výpočet výměníku tepla, VUT Brno, 1991
- [6] Z. Dvořák: Sdílení tepla a výměníky, ČVUT Praha, 1994
- [7] V. Borišanskij, S. Kutateladze, Příručka sdílení tepla, SNTL Praha, 1962
- [8] V. Ermolyaev: Proekt AES-92, Dokument fy. Atomenergoprojekt, Petrohrad, 2000
- [9] P. Vávra s kol: Strojírenské tabulky, Praha, 1999
- [10] J. Noskievič, Mechanika tekutin, VŠB Ostrava, 1986
- [11] Dokument Steam Generator, fy. DOOSAN HEAVY INDUSTRIES & CONSTRUCTION CO, LTD, www.doosanheavy.com

9 Přílohy

- výkres „Parogenerátor“
- výkres „Cyklónový separátor“